

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**

**INGENIERÍA INDUSTRIAL
ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA**



**DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA
PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y
CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28
VIVIENDAS UNIFAMILIARES**

Autora: M^a Remedios Calderón Fernández

Tutora: M^a Carmen Rodríguez Hidalgo



AGRADECIMIENTOS

Durante la realización del presente proyecto ha habido mucha gente a mi lado apoyándome, por ello quiero dedicar estas líneas a los que nunca me han fallado y siempre han estado ahí.

Para comenzar le quiero dar las gracias a mi familia, a mis abuelas que siempre se preocupan por mí, a mi hermano, por la veces que me deja su ordenador cuando el mío no funciona, a mi madre por la cantidad de veces que durante estos años me ha preguntado, a todas horas, que tal lo llevo y a mi padre, por el que decidí estudiar esta carrera e intentar ser ingeniera como él. Les doy muchas gracias por darme la oportunidad de haber podido dedicarme todos estos años a mi carrera y por todos los buenos y malos ratos que en estos seis años hemos vivido juntos y durante los cuales, siempre me han apoyado en todas las decisiones que he tomado.

También les quiero dar las gracias a mis amigos de la universidad, con los cuales las semanas se me han pasado volando, hasta llevar seis años juntos casi sin enterarme, espero que sean muchísimos más ya que durante este tiempo, he comido más con vosotros que con mis padres y ni puedo contar la cantidad de cafés que nos hemos podido tomar. Gracias por animarme y por apoyarme en cada momento, nunca me olvidaré de vosotros. Muchas gracias Raquel, Vindel, Jose, Elia, Sandra.

Como no pueden faltar mis amigos de Pinto, Carol, Rober, Miriam, Maikel, Vane, Raúl, muchísimas gracias por preocuparos tanto por mí, por preguntarme tantas veces, por hacerme tan ameno los sábados que me tenía que subir pronto. Muchas gracias por las vacaciones en junio, por adaptar tantas veces los planes a mis posibilidades, soy muy feliz con vosotros y espero seguir con gente tan buena a mi lado toda la vida.

Me gustaría darle las gracias a una de las personas más importantes en mi vida durante ya tanto tiempo, Johnny. Gracias por hacerme tan feliz a tu lado, por acompañarme tantas tardes, por comprenderme, por apoyarme, por consolarme, por hacerme reír, por escucharme, sin ti esto no hubiera sido lo mismo.

Gracias también a mi tutora, la cual me ha ayudado mucho y he aprendido mucho con ella.

En resumen, gracias a las personas que en estos seis años han pasado por mi vida y han formado de un modo u otro parte de mi historia. GRACIAS



ÍNDICE

CAPÍTULO 0. OBJETIVO DEL PROYECTO.....	6
0.1. OBJETIVOS.....	7
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	8
1.1. DATOS CLIMATOLÓGICOS.....	9
1.2. UBICACIÓN.....	12
1.3. DESCRIPCIÓN DE LA VIVIENDA UNIFAMILIAR.....	13
CAPÍTULO 2. CARGAS TÉRMICAS.....	17
2.1. INTRODUCCIÓN.....	18
2.2. CONDICIONES DE DISEÑO.....	18
2.3. CLASIFICACIÓN Y METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS.....	19
2.4. CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN.....	20
2.5. CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN.....	45
CAPÍTULO 3. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS.....	69
3.1 CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS.....	70
CAPÍTULO 4. EL CAPTADOR SOLAR.....	74
4.1. ELECCIÓN DEL TIPO DE CAPTADOR.....	75
4.2. CÁLCULO DE PÉRDIDAS DEL CAPTADOR SOLAR PLANO.....	78
CAPÍTULO 5. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	98
5.1. SISTEMAS QUE INTEGRAN LA INSTALACIÓN.....	99
5.2. COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN.....	99



CAPÍTULO 6. PREDIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN ACS.....112

6.1. INTRODUCCIÓN.....	113
6.2. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN.....	113
6.3. DATOS DE PARTIDA.....	115
6.4. PARÁMETROS VARIABLES.....	122
6.5. ECUACIONES.....	123
6.6. RESULTADOS.....	129

CAPÍTULO 7.INSTALACIÓN DE ACS CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN..140

7.1. INSTALACIÓN PARA ACS, CLIMATIZACIÓN Y CLIMATIZACIÓN.....	141
7.2. DATOS DE PARTIDA.....	143
7.3. PARÁMETROS VARIABLES.....	147
7.4. INCÓGNITAS.....	148
7.5. ECUACIONES.....	149
7.6. SOLUCIÓN MESES DE VERANDO.....	155
7.7. SOLUCIÓN MESES DE INVIERNO.....	160

CAPÍTULO 8. DIMENSIONADO DE ELEMENTOS.....165

8.1. INTRODUCCIÓN.....	166
8.2. SISTEMA DE CAPTACIÓN.....	166
8.3. SISTEMAS DE ACUMULACIÓN.....	168
8.4. SISTEMAS DE INTERCAMBIO DE CALOR.....	174
8.5. SISTEMAS DE CIRCULACIÓN.....	181
8.6. SISTEMAS DE EXPANSIÓN.....	190



8.7. SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.....	193
8.8. SISTEMA DE CALEFACCIÓN.....	195
8.9. OTROS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN.....	200
8.10. SISTEMAS AUXILIARES.....	201
CAPÍTULO 9. ESTUDIO DEL IMPACTO AMBIENTAL.....	207
9.1. INTRODUCCIÓN.....	208
9.2. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE LA INSTALACIÓN DE ACS.....	210
9.3. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE LA INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN.....	213
9.4. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE LA INSTALACIÓN DE CALEFACCIÓN.....	216
9.5. AHORRO DE EMISIONES DE LA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA.....	218
CAPÍTULO 10. ESTUDIO ECONÓMICO.....	219
10.1. INTRODUCCIÓN.....	220
10.2. CÁLCULO DEL COSTE INICIAL DE LA INSTALACIÓN.....	220
10.3. SUBVENCIONES DE LA COMUNIDAD DE EXTREMADURA.....	222
10.4. AHORRO ECONÓMICO.....	223
10.5. PERIODO DE AMORTIZACIÓN.....	225
CAPITULO 11. CONCLUSIONES.....	228
11.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO.....	229
11.2. CONCLUSIÓN FINAL.....	230
ANEXOS.....	231



CAPÍTULO 0

OBJETIVO DEL PROYECTO



0.1. OBJETIVOS

La motivación del proyecto es el diseño de una instalación solar, para atender la demanda anual de agua caliente sanitaria, calefacción en invierno y climatización en verano, de un conjunto de 28 viviendas.

La ubicación de las viviendas es en la ciudad de Badajoz, perteneciente a la comunidad autónoma de Extremadura. Para la realización del diseño, son necesarios datos climatológicos de ésta localidad, como temperaturas medias, temperaturas máximas, temperaturas mínimas, humedad relativa, etc.

Para la realización del diseño, es necesario el estudio de la demanda de las 28 viviendas, tanto de calor, como de frío, al igual que de ACS. A continuación, se estudia como es posible satisfacer esta demanda de la manera más eficiente, energética y económicamente posible. Se decide la instalación de un sistema de captación solar térmico. El sistema solar está compuesto principalmente por colectores solares, suelo radiante y una máquina de absorción.

Una vez realizado el diseño de toda la instalación, es preciso realizar un estudio económico de la misma. De esta forma, se puede conocer la viabilidad económica del proyecto y el periodo de amortización del mismo.

Para finalizar, es muy importante, el estudio medioambiental para conocer las mejoras ecológicas que este tipo de instalaciones suponen. Sobre todo, teniendo en cuenta en la importancia que la minimización de emisiones supone.



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN



1.1. DATOS CLIMATOLÓGICOS

En este capítulo se describen algunos datos climatológicos de interés, para realizar el diseño de la instalación térmica.

Para el cálculo de los parámetros de diseño, es necesario conocer las temperaturas medias de la localidad, son las representadas en la tabla siguiente.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Media Anual
T ^a (°C)	8.5	10.3	12.7	14.5	18	22.5	25.7	25.2	22.6	17.4	12.5	9.6	16.6

(Fuente: Agencia Estatal de Meteorología)

Para el cálculo de cargas son necesarias las temperaturas máximas y mínimas de la ciudad, en las siguientes tablas se dan datos de temperaturas máximas y mínimas medias mensuales.

- Temperaturas máximas del año 2009.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
T ^a (°C)	12.8	16.9	22.8	21.8	28.8	32.6	34.9	36.6	31.4	26.8	19.8	14.1

(Fuente: tutiempo.net)

- Temperaturas mínimas del año 2009.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
T ^a (°C)	8.6	12.2	15.2	14.6	20.9	24.6	25.4	26.9	23.2	19.6	14.3	10.2

(Fuente: tutiempo.net)

En el siguiente gráfico se muestran de forma general temperaturas y lluvias en un año en Badajoz.

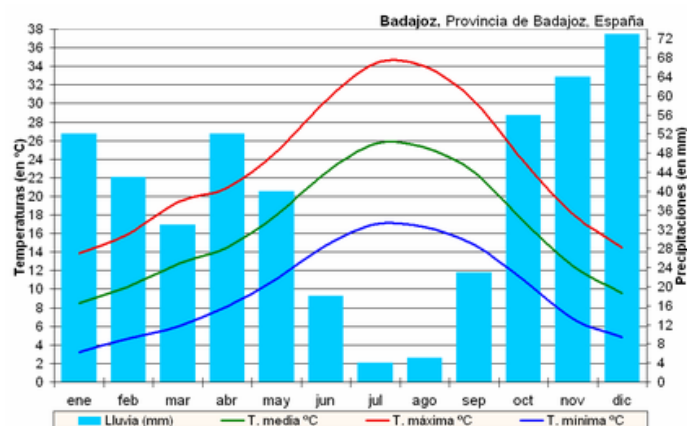


Figura1: Datos meteorológicos de Badajoz

(Fuente: Wikipedia.es)

Otro de los datos de temperatura muy importante para el cálculo, es conocer la temperatura del agua de red de cada mes en Badajoz, son los descritos en la tabla siguiente.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Agos	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
Tª(°C)	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3

(Fuente: CENSOLAR)

Para realizar el diseño de la instalación, es muy importante conocer la radiación solar que llega a los colectores, para lo cual es preciso conocer antes la radiación de un plano horizontal. Los datos de radiación media útil (I) en W/ m², en un día medio de cada mes son los representados en la siguiente tabla.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Media Anual
I (W/m ²)	213	289	395	514	600	676	711	653	520	355	269	217	451

(Fuente: CENSOLAR)

Se puede decir que Badajoz es una de las ciudades españolas que más radiación solar recibe.

En la tabla que sigue a continuación se representan el número de horas diarias de sol útiles para captadores orientados aproximadamente al ecuador e inclinados con un ángulo igual a la latitud del lugar.



MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Horas de sol (h)	8	9	9	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9	9	8	7.5

(Fuente: CENSOLAR)

Otra información que se debe conocer, a la hora de realizar el diseño de este tipo de instalaciones, es la velocidad del viento y su dirección, ya que afecta en gran medida a la colocación de los captadores y a la pérdida de su rendimiento. Las velocidades del viento medias mensuales y su dirección son las siguientes.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
V (Km/h)	12.1	9.3	12.1	13.4	10.9	10.2	12.2	9.4	9	7.1	11.6	13.5

(Fuente: tutiempo.net)

En el siguiente gráfico se representan las velocidades medias de cada mes con sus direcciones, siendo el oeste la dirección media anual predominante.

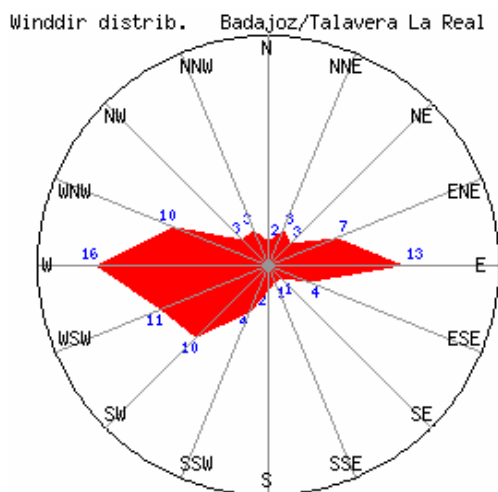


Figura 2: Datos de viento de Badajoz

(Fuente: windfinder)



1.2. UBICACIÓN

La ubicación de los edificios es la ciudad de Badajoz, perteneciente a la comunidad autónoma de Extremadura. Los datos de altitud, latitud y longitud de la ciudad se representan en la siguiente tabla.

Provincia	Altitud (m)	Latitud (°)	Longitud (°)
Badajoz	186	38.9	7.0 W

(Fuente: CENSOLAR)

Badajoz es la capital de la provincia de Badajoz. Fue fundada en el siglo IX, durante la dominación musulmana de la Península Ibérica y actualmente cuenta con 148.334 habitantes (INE 2009). Esta cifra hace que Badajoz sea el municipio más poblado de Extremadura.

Su término municipal, que hace frontera por el oeste con Portugal, ocupa una superficie de 1.470 km². Está integrado por 10 núcleos de población, entre los que sobresalen, además del casco urbano pacense, Gévora, Guadiana, Valdebótoa y Villafranco del Guadiana, todos ellos por encima de los 1.000 habitantes.

Badajoz tiene un clima mediterráneo continental con influencia atlántica, debido a la cercanía de la costa portuguesa.

Los inviernos son suaves, con mínimas que rara vez bajan de los 0 °C, y los veranos son calurosos, con máximas que en ocasiones se acercan a los 45 °C. Los meses que registran más precipitaciones son los últimos del año, noviembre y diciembre. Los veranos son secos. En otoño el clima es más inestable que en el resto del año, produciéndose con cierta frecuencia tormentas, a menudo secas.

Tanto la humedad como los vientos son reducidos. No obstante, es frecuente la aparición de nieblas.

La urbanización consta de 28 viviendas unifamiliares distribuidas en 4 filas de 7 viviendas cada una, su distribución es la siguiente:

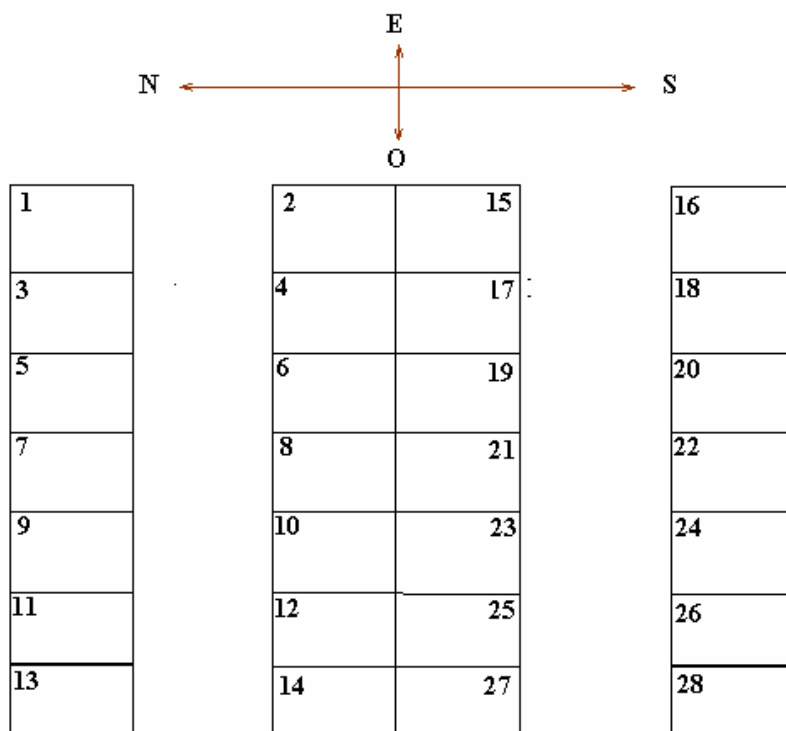


Figura 3: Distribución de las viviendas

La orientación de las viviendas del proyecto es sur, tal y como se indica en la figura anterior.

1.3. DESCRIPCIÓN DE LA VIVIENDA UNIFAMILIAR

Las 28 viviendas unifamiliares, de las que consta la urbanización, poseen la misma distribución. Cada una de ellas tiene cuatro plantas:

- Sótano.
- Planta baja: 1 cocina, 1 salón, 1 cuarto de baño.
- Primera planta: 4 habitaciones, 2 cuartos de baño.
- Buhardilla.

A continuación se detalla cada planta de la vivienda.



1.3.1. SÓTANO

El sótano está formado por una única habitación, a la cual se accede por escaleras, desde la planta baja y por la puerta del garaje situada en el exterior.

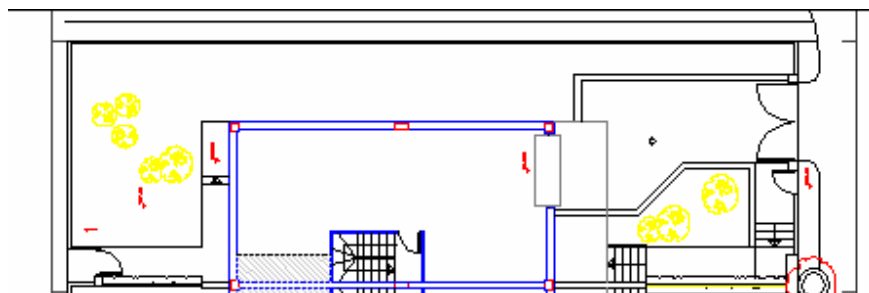


Figura 4: Planta sótano de la vivienda

1.3.2. PLANTA BAJA

La planta baja de las viviendas está formada por la cocina, el salón-comedor y un baño simple.

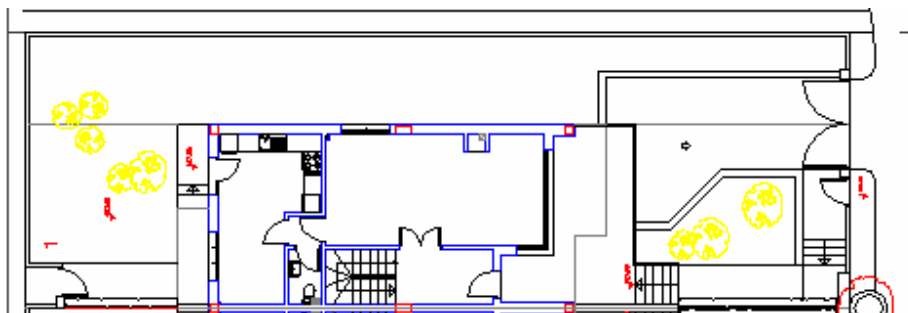


Figura 5: Planta baja de la vivienda

1.3.3. PRIMERA PLANTA

En la primera planta de la vivienda es donde se sitúan las habitaciones de la misma. La habitación principal, con un baño integrado, habitación secundaria, con otro baño integrado y dos habitaciones simples. En la primera planta también se encuentra un tercer baño, de acceso común.

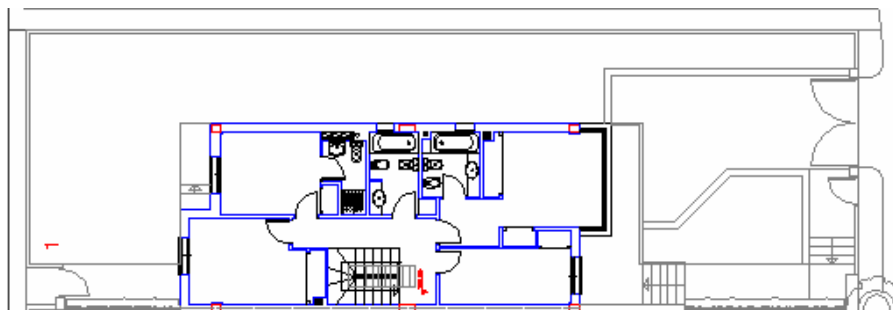


Figura 6: Primera planta de la vivienda

1.3.4. BUHARDILLA

La buhardilla de las viviendas tiene diferentes cotas, debido a las cubiertas. Consta de una única habitación, con un único acceso desde la primera planta.

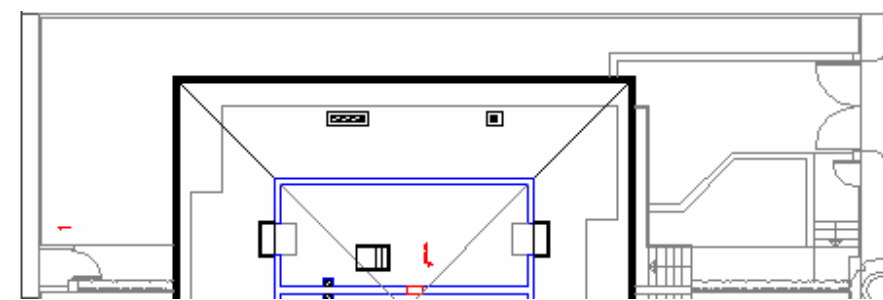


Figura 7: Buhardilla de las viviendas

1.3.5. CUBIERTAS

En la imagen que sigue a continuación, se muestran las cubiertas de una de las filas que forman la urbanización. Dichas cubiertas tienen una inclinación de 30° , dato importante a la hora de la colocación de los colectores solares.

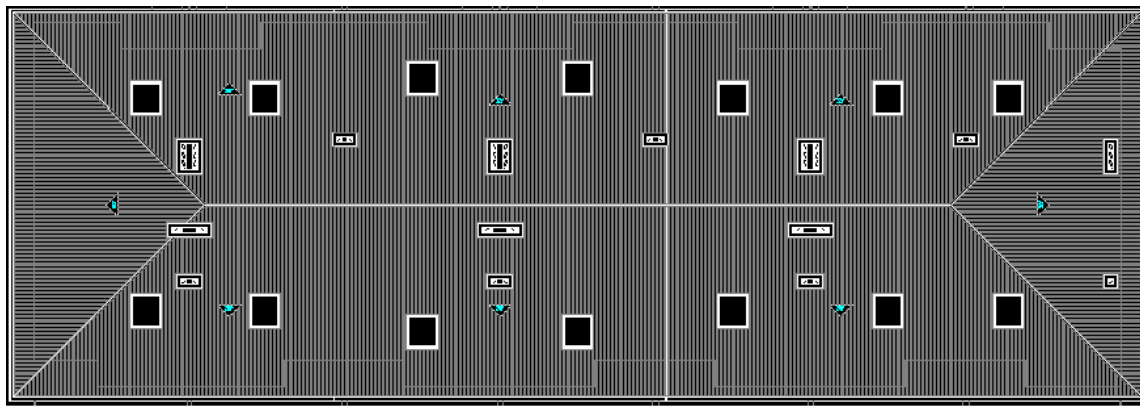


Figura 8: Cubierta de las viviendas



CAPÍTULO 2

CARGAS TÉRMICAS



2.1. INTRODUCCIÓN

Al diseñar una instalación térmica lo primero que hay que calcular, del modo más preciso posible, es la potencia térmica necesaria para cubrir la demanda de la instalación. Para ello, es necesario realizar el balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles como latentes. Dicho balance es conocido como el cálculo de cargas térmicas del edificio.

2.2. CONDICIONES DE DISEÑO

La carga térmica depende del tipo de instalación que se desee diseñar, de su localización, de las características de los cerramientos y de las condiciones medioambientales en las que se diseña la instalación.

Las condiciones técnicas necesarias para el cálculo de cargas térmicas se encuentran recogidas en el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE) y en el Código Técnico de Edificación (CTE).

2.2.1. CONDICIONES DEL AMBIENTE TÉRMICO INTERIOR

Las variables que se deben estudiar para conseguir las condiciones de confort son las siguientes:

- Temperatura seca.
- Humedad relativa.
- Calidad del aire interior.
- Nivel de ruido.
- Velocidad del aire.

Las condiciones interiores de diseño son las representadas en la siguiente tabla.

Estación	Temperatura operativa	Humedad relativa
	° C	%
Verano	23...25	45...60
Invierno	21...23	40...50

(Fuente: RITE)



2.2.2. AMBIENTE EXTERIOR

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad del viento y su dirección. También la radiación solar es una variable importante a estudiar. Hay que tener en cuenta que todas estas variables no son constantes en el tiempo. Los datos necesarios para definir el ambiente exterior de una instalación no son iguales para el invierno que para el verano, por ello se realiza la siguiente división:

➤ *Las condiciones del ambiente exterior para el verano y la refrigeración se definen mediante:*

- La temperatura seca exterior.
- La temperatura húmeda exterior.
- La radiación solar.
- La temperatura del suelo.

➤ *Las condiciones del ambiente exterior para el invierno y la calefacción se definen mediante:*

- La temperatura seca exterior.
- La radiación solar.
- La temperatura del suelo.
- La humedad relativa (HR) exterior.

2.3. CLASIFICACIÓN Y METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

Para un buen dimensionado de los equipos es necesario estimar la carga térmica máxima de los edificios. Dicha carga térmica máxima se puede calcular para las 15:00 h solares del mes de julio, en instalaciones de refrigeración y para las instalaciones de calefacción se calcula para las 7:00 h solares del mes de enero.

La carga térmica se divide en dos componentes, carga térmica sensible y carga térmica latente. Se define carga térmica sensible como todo fenómeno que tiende a modificar la temperatura interior del local y carga térmica latente como aquella en la que se modifica la cantidad de vapor de agua contenido en el local.

Las cargas térmicas que se calculan para una instalación de refrigeración son las siguientes:



- Cargas térmicas exteriores:

- Cargas térmicas a través de paredes suelos y techos.
- Cargas térmicas a través de superficies acristaladas.
- Cargas térmicas debidas a la ventilación.
- Carga térmica por infiltraciones.

- Cargas térmicas interiores:

- Ocupantes.
- Iluminación.

Las cargas térmicas que se calculan para una instalación de calefacción son básicamente las mismas, pero para el cálculo de la carga máxima no se consideran los efectos de la radiación a través de las superficies acristaladas y las cargas térmicas interiores se consideran ganancias y no pérdidas:

- Cargas térmicas exteriores:

- Cargas térmicas a través de paredes suelos y techos.
- Cargas térmicas a través de superficies acristaladas.
- Cargas térmicas debidas a la ventilación.
- Carga térmica por infiltraciones.

2.4. CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN

Para el cálculo de las cargas térmicas de calefacción hay que tener en cuenta que una instalación de calefacción está en funcionamiento entre los meses de noviembre a marzo. En dichos meses se hace necesario su uso, al encontrarse el exterior a una temperatura mucho más baja que la de confort, establecida por el RITE.

Los cálculos de esta sección sólo hacen referencia a los meses en los que dicha instalación está en funcionamiento.

Las habitaciones que se van a calefactar son los cuatro dormitorios de la primera planta y el salón-comedor de la planta baja.

Se desea calcular la carga térmica en dichos meses de la forma más desfavorable posible, por ello para los cálculos se toman las medias de temperaturas mínimas de cada mes, representadas en la siguiente tabla.



	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
T mín.(°C)	14,4	10,2	8,6	12,2	15,2

(Fuente: tutiempo.net)

2.4.1. CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño interiores de confort son las definidas anteriormente, expuestas en el RITE.

La temperatura de confort del local es 21 °C y la humedad relativa es del 50%.

Las condiciones exteriores de diseño de temperatura y humedad relativa para cada mes son las siguientes:

MES	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
T mín. (°C)	14,4	10,2	8,6	12,2	15,2
HR (%)	78	71	68	61	57

(Fuente: Instituto Nacional de Estadística y tutiempo.net)

2.4.2. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE TRANSMISIÓN

El cálculo de las cargas térmicas de transmisión se realiza mediante la siguiente expresión:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor [W / Km^2].
- A es el área a través del que se produce el flujo de calor [m^2].
- ΔT es la diferencia de temperaturas entre el exterior y la de diseño [K].

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se hace uso del Código Técnico de la Edificación, en el cual aparecen datos de los coeficientes convectivos y conductividades térmicas de los diferentes elementos que conforman las paredes, techo y suelo.

El coeficiente global de transferencia de calor se define mediante la siguiente expresión:






$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{\text{ext}}}}$$

Donde:

- h_{int} es el coeficiente de convección interior [W / Km^2].
- e_i es el espesor del cerramiento i [m].
- λ_i es la conductividad térmica del cerramiento i [W / Km].
- h_{ext} es el coeficiente de convección exterior [W / Km^2].

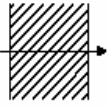
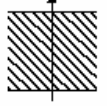
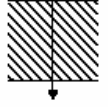
Las resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en $m^2 \cdot K / W$ son las definidas en el CTE.

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Rse	Rsi
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,04	0,17

(Fuente: CTE, Ahorro Energético)

Las resistencias térmicas superficiales de particiones interiores en $m^2 \cdot K / W$ son las definidas en el CTE.



Posición de la <i>partición interior</i> y sentido del flujo de calor		R_{se}	R_{si}
<i>Particiones interiores</i> verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		0,13	0,13
<i>Particiones interiores</i> horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,10	0,10
<i>Particiones interiores</i> horizontales y flujo descendente		0,17	0,17

(Fuente: CTE, Ahorro Energético)

2.4.2.1. CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

A continuación se calcula el coeficiente global para los diferentes cerramientos de la cada vivienda, como son paredes interiores y exteriores, puertas y ventanas.

2.4.2.1.1. PAREDES

Para las paredes se realiza una separación, entre las paredes en contacto con el exterior y las que están en contacto con el interior, ya que tienen diferentes resistencias superficiales, dicha división es la siguiente:

- En contacto con el exterior:

Como se trata de las fachadas, se tienen cerramientos verticales en contacto con el exterior, por tanto los coeficientes convectivos son:

- Para el aire interior tiene un valor de $\frac{1}{h_{int}} = 0.13 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $\frac{1}{h_{ext}} = 0.04 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.

La composición de la estructura de las fachadas es la misma, tanto para el caso de las paredes en contacto con el interior, como para las paredes en contacto con el exterior, ya que están construidas con los mismos materiales.



La composición de las paredes y sus correspondientes conductividades es la mostrada en la siguiente tabla.

	Mortero de Cemento	Ladrillo perforado	Fibra de vidrio (Tipo III)	Ladrillo hueco	Mortero de cemento	Enlucido de yeso
Espesor (m)	0.02	0.1	0.05	0.1	0.02	0.02
$\lambda (W / mK)$	1.4	0.76	0.033	0.49	1.4	0.3
$e / \lambda (m^2 K / W)$	0.014	0.132	1.515	0.241	0.014	0.067

El coeficiente global de transferencia de calor de las paredes en contacto con el exterior tiene el siguiente valor:

$$U = \frac{1}{0.13 + 1.98 + 0.04} = 0.46 W / Km^2$$

➤ En contacto con el interior:

Los coeficientes convectivos que se toman son para cerramientos verticales y en contacto con particiones interiores, su valor es el siguiente:

- Para el aire interior tiene un valor de $\frac{1}{h_{int}} = 0.13 m^2 \cdot K / W$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $\frac{1}{h_{ext}} = 0.13 m^2 \cdot K / W$.

En la siguiente tabla se representa su composición y las conductividades de las diferentes particiones.



	Mortero de Cemento	Ladrillo perforado	Fibra de vidrio (Tipo III)	Ladrillo hueco	Mortero de cemento	Enlucido de yeso
Espesor (m)	0.02	0.1	0.05	0.1	0.02	0.02
$\lambda (W / mK)$	1.4	0.76	0.033	0.49	1.4	0.3
$e / \lambda (m^2 K / W)$	0.014	0.132	1.515	0.241	0.014	0.067

El coeficiente global de transferencia de calor para las paredes en contacto con el interior tiene el siguiente valor:

$$U = \frac{1}{0.13 + 1.98 + 0.13} = 0.45 W / Km^2$$

2.4.2.1.2. TECHO

Como se trata de los techos entre plantas se tienen cerramientos horizontales con transferencia hacia particiones interiores, por tanto los coeficientes convectivos son:

- Para el aire interior tiene un valor de $\frac{1}{h_{int}} = 0.10 m^2 \cdot K / W$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $\frac{1}{h_{ext}} = 0.10 m^2 \cdot K / W$.

En la siguiente tabla se representa la composición del techo y las conductividades de las diferentes partes que lo componen, la composición del techo es la misma para las 28 viviendas.



	Parquet (maderas frondosas)	Arcilla expandida	Bovedilla de hormigón	Hormigón con áridos ligeros
Espesor (m)	0.05	0.05	0.2	0.1
λ (W / mK)	0.21	0.114	0.15	0.17
e/λ (m ² K / W)	0.238	0.438	1.333	0.588

El coeficiente global de transferencia de calor para el techo es el siguiente:

$$U = \frac{1}{0.10 + 2.59 + 0.10} = 0.36 \text{ W / Km}^2$$

2.4.2.1.3. SUELO

Como se trata del suelo se tienen cerramientos horizontales con transferencia hacia particiones interiores, por tanto los coeficientes convectivos son:

- Para el aire interior tiene un valor de $h_{\text{int}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $h_{\text{ext}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.

La composición del suelo es la misma que la del techo, en la siguiente tabla se representa la composición del mismo y las conductividades de los elementos que lo componen.

	Parquet (maderas frondosas)	Arcilla expandida	Bovedilla de hormigón	Hormigón con áridos ligeros
Espesor (m)	0.05	0.05	0.2	0.1
λ (W / mK)	0.21	0.114	0.15	0.17
e/λ (m ² K / W)	0.238	0.438	1.333	0.588

El coeficiente global de transferencia de calor para el suelo queda:

$$U = \frac{1}{0.17 + 2.59 + 0.17} = 0.34 \text{ W / Km}^2$$



2.4.2.1.4. PUERTAS

- En contacto con el exterior:

Todas las puertas en contacto con el exterior están fabricadas con el mismo material, madera y tienen el mismo espesor, es por ello, que todas tienen el mismo coeficiente de transferencia de calor:

$$U = 3.5 W / Km^2$$

- En contacto con el interior:

Todas las puertas interiores son de madera, por tanto su coeficiente global de transferencia de calor es el siguiente:

$$U = 2 W / Km^2$$

2.4.2.1.5. VENTANAS

Todas las ventanas de cada una de las viviendas son iguales, de carpintería metálica y doble acristalamiento, su coeficiente global de transferencia de calor es el siguiente:

$$U = 3 W / Km^2$$

Para el apartado del cálculo de cargas térmicas para una instalación de calefacción no se ha tenido en cuenta la radiación a través de superficies acristaladas. Como se ha explicado anteriormente, dicha radiación no se contabiliza porque el estudio se realiza para las condiciones más desfavorables de diseño.

2.4.2.1.6. CARGAS TÉRMICAS DEBIDAS A LA VENTILACIÓN

En todas las viviendas existe ventilación para renovar el aire interior. La carga térmica de renovación del aire se calcula como la cantidad de aire necesaria para que el aire procedente del exterior alcance la temperatura del interior del local.

La carga térmica de ventilación está formada por dos componentes, una sensible, función de la temperatura; y otra latente función de la humedad.

Las expresiones de ambas cargas térmicas son las siguientes:



➤ Para la carga térmica sensible:

$$Q_{\text{ventilación_sensible}} = V_{\text{ventilación}} \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Donde:

- $V_{\text{ventilación}}$ es el caudal de ventilación [m^3 / s].
- ρ es la densidad del aire y tiene un valor de 1.18 Kg/m^3 .
- C_p es el calor específico del aire y tiene un valor de 1004 J / KgK .
- T_{ext} es la temperatura exterior de cada mes [K].
- T_{int} es la temperatura interior de confort [K].

➤ Para la carga térmica latente:

$$Q_{\text{ventilación_latente}} = V_{\text{ventilación}} \cdot \rho \cdot h \cdot (W_{\text{ext}} - W_{\text{int}})$$

Donde:

- $V_{\text{ventilación}}$ es el caudal de ventilación [m^3 / s].
- ρ es la densidad del aire y tiene un valor de 1.18 Kg/m^3 .
- h es la entalpía de cada mes [J / kg].
- W_{ext} es la humedad relativa exterior de cada mes.
- W_{int} es la humedad relativa interior de confort.

Los criterios de ventilación se indican en la norma UNE-CEN/TR 14788 y en el Código Técnico de la Edificación.

Los caudales mínimos de ventilación exigidos son los expuestos en el CTE en la sección HS 3: Calidad del aire interior.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

		Caudal de ventilación mínimo exigido q_v en l/s		
		Por ocupante	Por m ² útil	En función de otros parámetros
Locales	Dormitorios	5		
	Salas de estar y comedores	3		
	Aseos y cuartos de baño			15 por local
	Cocinas		2 ⁽¹⁾	
	Trasteros y sus zonas comunes		0,7	50 por local ⁽²⁾
	Aparcamientos y garajes			120 por plaza
	Almacenes de residuos		10	

Figura 9: Volúmenes de ventilación

Por tanto, para el caso de estas viviendas, el caudal mínimo es de 23 l/s por cada ocupante. Hay que tener en cuenta que no todos los ocupantes permanecen en la vivienda todo el tiempo, es por ello, que a este caudal de ventilación hay que multiplicarlo por un factor de simultaneidad, igual a 0.75, tal y como se indica en los apuntes de Mercedes Vegas para la asignatura de Calor y Frío.

Por tanto, la carga térmica sensible de ventilación en función de la temperatura queda:

$$Q_{\text{ventilación}} = 0.023 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot \text{pers} \cdot 6 \text{ pers} \cdot 1.18 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1004 \text{ J / KgK} \cdot 0.75 \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) = 122.62 \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \text{ W / K}$$

El cálculo de la carga térmica sensible de ventilación se realiza solo en aquellos meses en los que se hace uso de la calefacción, en la siguiente tabla se refleja la carga térmica sensible de ventilación para cada mes:

MES	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
T ^a ext (°C)	14,4	10,2	8,6	12,2	15,2
T ^a int (°C)	21	21	21	21	21
ΔT (K)	6,6	10,8	12,4	8,8	5,8
$Q_{\text{vent_sensible}}$ (W)	809,29	1324,29	1520,49	1079,06	711,19

Para el cálculo de la carga térmica latente de ventilación es necesario el uso del diagrama psicrométrico para poder calcular las entalpías en función de HR y de la temperatura de cada mes. Los datos bajo los cuales se realiza el proyecto son los reflejados en la siguiente tabla.



MES	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
T ^a ext (°C)	14,4	10,2	8,6	12,2	15,2
HR (%)	78	71	68	61	57
h(KJ/Kg)	32	24	20	26	31

La carga térmica latente de ventilación en función de la entalpía y de la diferencia de humedad relativa, ente el exterior y el interior del edificio, queda:

$$Q_{\text{ventilación}} = 0,122 \text{ Kg} \cdot h \cdot (W_{\text{ext}} - W_{\text{int}})$$

Teniendo en cuenta que la temperatura de confort en el local es 21 °C y que la humedad relativa es 50 %, se tienen las siguientes cargas térmicas latentes de ventilación para los meses en los cuales se usa la calefacción:

MES	Noviembre	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
HR ext (%)	78	71	68	61	57
HR int (%)	50	50	50	50	50
$W_{\text{ext}} - W_{\text{int}}$	0,22	0,3	0,28	0,21	0,18
h(KJ/Kg)	32	24	20	26	31
$Q_{\text{vent_latente}}$ (W)	858,88	878,40	683,20	666,12	680,76

Posteriormente se calcula la carga térmica total, latente más sensible, de ventilación para los meses noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo.

$Q_{\text{vent_sensible}}$ (W)	809,29	1324,29	1520,49	1079,06	711,19
$Q_{\text{vent_latente}}$ (W)	858,88	878,40	683,20	666,12	680,76
Q_{vent} (W)	1668,17	2202,69	2203,69	1745,17	1391,96

2.4.2.1.7. CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIONES

El cálculo de infiltraciones se realiza de manera similar al de ventilación.

Se divide en dos componentes, latente y sensible y sus expresiones son las siguientes:



- Para la carga térmica sensible:

$$Q_{\text{inf}} = V_{\text{inf}} \cdot \rho \cdot Cp \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

- Para la carga térmica latente:

$$Q_{\text{ventilación}} = V_{\text{ventilación}} \cdot \rho \cdot h \cdot (W_{\text{ext}} - W_{\text{int}})$$

Pero hay que tener en cuenta lo difícil que es estimar el caudal de las infiltraciones. Es por ello que su cálculo se realiza mediante un porcentaje de la carga térmica total. En este caso se toma que la carga térmica por infiltraciones es del 5 % de la carga térmica total de la vivienda.

2.4.2.2. CALCULO TOTAL DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN

Las viviendas se dividen en 6 tipos para el cálculo de la carga térmica de cada una de ellas. Dicha división se realiza en función de la orientación de la vivienda y de los cerramientos exteriores o interiores de los que conste.

En la siguiente figura se representan las 28 viviendas en función de dicha clasificación.

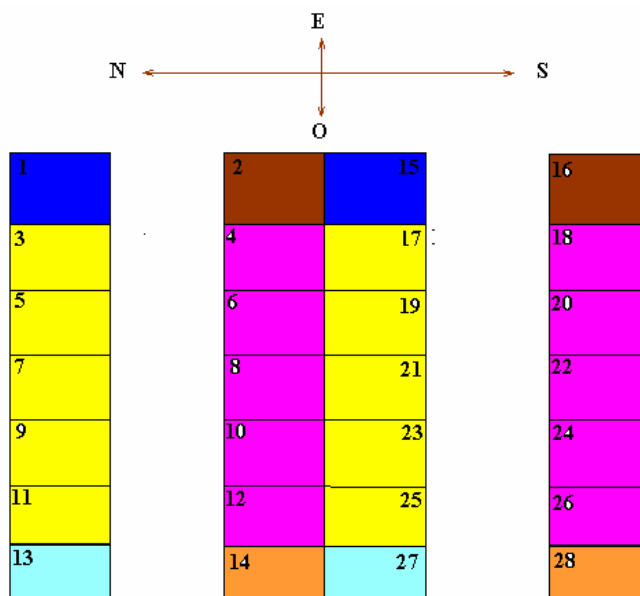


Figura 10: Tipos de vivienda



Los 6 tipos de viviendas son los siguientes:

1. Los edificios en color amarillo (3, 5, 7, 9, 11, 17, 19, 21, 23 y 25) son del tipo interior y orientación sur.
2. Los edificios en color rosa (4, 6, 8, 10, 12, 18, 20, 22, 24 y 26) son del tipo interior y orientación norte.
3. Los edificios en color azul marino (1 y 15) son del tipo exterior este y orientación sur.
4. Los edificios en color azul celeste (13 y 27) son del tipo exterior oeste y orientación sur.
5. Los edificios en color naranja (14 y 28) son del tipo exterior oeste y orientación norte.
6. Los edificios en color marrón (2 y 16) son del tipo exterior este y de orientación norte.

2.4.2.2.1. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 1

El cálculo que se lleva a cabo se divide en los meses en los que se utiliza la instalación de calefacción.

Noviembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	6,6	211,46
Puertas	12,8	3,5	6,6	295,68
Paredes Int.	128,65	0,45	3,3	189,34
Paredes Ext.	26,28	0,46	6,6	80,65
Suelo	21,15	0,34	3,3	23,80
Techo	42,94	0,36	3,3	50,72
Infiltraciones	---	---	---	125,99
Ventilación	---	---	---	1668,17



Diciembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	10,8	346,03
Puertas	12,8	3,5	10,8	483,84
Paredes Int.	128,65	0,45	5,4	309,840
Paredes Ext.	26,28	0,46	10,8	131,97
Suelo	21,15	0,34	5,4	38,94
Techo	42,94	0,36	5,4	83,01
Infiltraciones	---	---	---	179,81
Ventilación	---	---	---	2202,69

Enero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	12,4	397,29
Puertas	12,8	3,5	12,4	555,52
Paredes Int.	128,65	0,45	6,2	355,74
Paredes Ext.	26,28	0,46	12,4	151,53
Suelo	21,15	0,34	6,2	44,71
Techo	42,94	0,36	6,2	95,30
Infiltraciones	---	---	---	190,19
Ventilación	---	---	---	2203,68

Febrero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	8,8	281,95
Puertas	12,8	3,5	8,8	394,24
Paredes Int.	128,65	0,45	4,4	252,46
Paredes Ext.	26,28	0,46	8,8	107,53
Suelo	21,15	0,34	4,4	31,73
Techo	42,94	0,36	4,4	67,63
Infiltraciones	---	---	---	144,03
Ventilación	---	---	---	1745,17



Marzo

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	5,8	185,83
Puertas	12,8	3,5	5,8	259,84
Paredes Int.	128,65	0,45	2,9	166,39
Paredes Ext.	26,28	0,46	5,8	70,87
Suelo	21,15	0,34	2,9	20,91
Techo	42,94	0,36	2,9	44,58
Infiltraciones	---	---	---	107,01
Ventilación	---	---	---	1391,95

Las cargas térmicas mensuales para la calefacción de una vivienda tipo 1 son las representadas en la siguiente tabla.

Noviembre	2645,83 W
Diciembre	3776,16 W
Enero	3993,99 W
Febrero	3024,77 W
Marzo	2247,41 W

2.4.2.2.2. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 2

Noviembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	6,6	211,46
Puertas	12,85	3,5	6,6	296,83
Paredes Int.	127	0,45	3,3	187,30
Paredes Ext.	32,155	0,46	6,6	98,68
Suelo	28,058	0,34	3,3	31,57
Techo	38,042	0,36	3,3	44,94
Infiltraciones	---	---	---	43,54
Ventilación	---	---	---	1668,17



Diciembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	10,8	346,03
Puertas	12,85	3,5	10,8	485,73
Paredes Int.	127	0,45	5,4	306,49
Paredes Ext.	32,155	0,46	10,8	161,48
Suelo	28,058	0,34	5,4	51,66
Techo	38,042	0,36	5,4	73,54
Infiltraciones	---	---	---	71,24
Ventilación	---	---	---	2202,69

Enero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	12,4	397,29
Puertas	12,85	3,5	12,4	557,69
Paredes Int.	127	0,45	6,2	351,89
Paredes Ext.	32,155	0,46	12,4	185,40
Suelo	28,058	0,34	6,2	59,32
Techo	38,042	0,36	6,2	84,43
Infiltraciones	---	---	---	81,80
Ventilación	---	---	---	2203,68

Febrero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	8,8	281,95
Puertas	12,85	3,5	8,8	395,78
Paredes Int.	127	0,45	4,4	249,73
Paredes Ext.	32,155	0,46	8,8	131,57
Suelo	28,058	0,34	4,4	42,09
Techo	38,042	0,36	4,4	59,92
Infiltraciones	---	---	---	58,05
Ventilación	---	---	---	1745,17



Marzo

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	5,8	185,83
Puertas	12,85	3,5	5,8	260,85
Paredes Int.	127	0,45	2,9	164,59
Paredes Ext.	32,155	0,46	5,8	86,72
Suelo	28,058	0,34	2,9	27,74
Techo	38,042	0,36	2,9	39,49
Infiltraciones	---	---	---	38,26
Ventilación	---	---	---	1391,95

Las cargas térmicas mensuales para la calefacción de una vivienda tipo 2 son las representadas en la siguiente tabla.

Noviembre	2582,51 W
Diciembre	3698,88 W
Enero	3921,53 W
Febrero	2964,29 W
Marzo	2195,46 W

2.4.2.2.3. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 3

Noviembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	11,56	3	6,6	228,88
Puertas	14,04	3,5	6,6	324,32
Paredes Int.	93	0,45	3,3	136,90
Paredes Ext.	59,44	0,46	6,6	182,42
Suelo	27,54	0,34	3,3	30,99
Techo	26,66	0,36	3,3	31,49
Infiltraciones	---	---	---	46,75
Ventilación	---	---	---	1668,17



Diciembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	11,56	3	10,8	374,54
Puertas	14,04	3,5	10,8	530,71
Paredes Int.	93	0,45	5,4	224,02
Paredes Ext.	59,44	0,46	10,8	298,50
Suelo	27,54	0,34	5,4	50,71
Techo	26,66	0,36	5,4	51,53
Infiltraciones	---	---	---	76,50
Ventilación	---	---	---	2202,69

Enero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	11,56	3	12,4	430,03
Puertas	14,04	3,5	12,4	609,33
Paredes Int.	93	0,45	6,2	257,21
Paredes Ext.	59,44	0,46	12,4	342,73
Suelo	27,54	0,34	6,2	58,22
Techo	26,66	0,36	6,2	59,17
Infiltraciones	---	---	---	87,83
Ventilación	---	---	---	2203,68

Febrero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	11,56	3	8,8	305,18
Puertas	14,04	3,5	8,8	432,43
Paredes Int.	93	0,45	4,4	182,53
Paredes Ext.	59,44	0,46	8,8	243,22
Suelo	27,54	0,34	4,4	41,32
Techo	26,66	0,36	4,4	41,99
Infiltraciones	---	---	---	62,33
Ventilación	---	---	---	1745,17



Marzo

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	11,56	3	5,8	201,14
Puertas	14,04	3,5	5,8	285,01
Paredes Int.	93	0,45	2,9	120,30
Paredes Ext.	59,44	0,46	5,8	160,30
Suelo	27,54	0,34	2,9	27,23
Techo	26,66	0,36	2,9	27,67
Infiltraciones	---	---	---	41,08
Ventilación	---	---	---	1391,95

Las cargas térmicas mensuales para la calefacción de una vivienda tipo 3 son las representadas en la siguiente tabla.

Noviembre	2904,63 W
Diciembre	4225,99 W
Enero	4526,74 W
Febrero	3393,79 W
Marzo	2478,54 W

2.4.2.2.4. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 4

Noviembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	6,6	211,46
Puertas	14,04	3,5	6,6	324,32
Paredes Int.	111	0,45	3,3	162,92
Paredes Ext.	48,33	0,46	6,6	148,32
Suelo	37,05	0,34	3,3	41,69
Techo	26,915	0,36	3,3	31,79
Infiltraciones	---	---	---	46,02
Ventilación	---	---	---	1668,17



Diciembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	10,8	346,03
Puertas	14,04	3,5	10,8	530,71
Paredes Int.	111	0,45	5,4	266,60
Paredes Ext.	48,33	0,46	10,8	242,71
Suelo	37,05	0,34	5,4	68,22
Techo	26,915	0,36	5,4	52,03
Infiltraciones	---	---	---	75,31
Ventilación	---	---	---	2202,69

Enero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	12,4	397,29
Puertas	14,04	3,5	12,4	609,33
Paredes Int.	111	0,45	6,2	306,10
Paredes Ext.	48,33	0,46	12,4	278,67
Suelo	37,05	0,34	6,2	78,33
Techo	26,915	0,36	6,2	59,74
Infiltraciones	---	---	---	86,47
Ventilación	---	---	---	2203,68

Febrero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	8,8	281,95
Puertas	14,04	3,5	8,8	432,43
Paredes Int.	111	0,45	4,4	217,23
Paredes Ext.	48,33	0,46	8,8	197,76
Suelo	37,05	0,34	4,4	55,58
Techo	26,915	0,36	4,4	42,39
Infiltraciones	---	---	---	61,36
Ventilación	---	---	---	1745,17



Marzo

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	5,8	185,83
Puertas	14,04	3,5	5,8	285,01
Paredes Int.	111	0,45	2,9	143,17
Paredes Ext.	48,33	0,46	5,8	130,34
Suelo	37,05	0,34	2,9	36,63
Techo	26,915	0,36	2,9	27,94
Infiltraciones	---	---	---	40,44
Ventilación	---	---	---	1391,95

Las cargas térmicas mensuales para la calefacción de una vivienda tipo 4 son las representadas en la siguiente tabla.

Noviembre	2649,94 W
Diciembre	3809,23 W
Enero	4048,23 W
Febrero	3054,20 W
Marzo	2254,72 W

2.4.2.2.5. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 5

Noviembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	6,6	211,46
Puertas	14,04	3,5	6,6	324,32
Paredes Int.	98	0,45	3,3	144,17
Paredes Ext.	62,36	0,46	6,6	191,38
Suelo	28,058	0,34	3,3	31,57
Techo	39,24	0,36	3,3	46,35
Ventilación	---	---	---	47,46
Infiltraciones	---	---	---	1668,17



Diciembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	10,8	346,03
Puertas	14,04	3,5	10,8	530,71
Paredes Int.	98	0,45	5,4	235,92
Paredes Ext.	62,36	0,46	10,8	313,17
Suelo	28,058	0,34	5,4	51,66
Techo	39,24	0,36	5,4	75,85
Infiltraciones	---	---	---	77,66
Ventilación	---	---	---	2202,69

Enero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	12,4	397,29
Puertas	14,04	3,5	12,4	609,33
Paredes Int.	98	0,45	6,2	270,87
Paredes Ext.	62,36	0,46	12,4	359,56
Suelo	28,058	0,34	6,2	59,32
Techo	39,24	0,36	6,2	87,09
Infiltraciones	---	---	---	89,17
Ventilación	---	---	---	2203,68

Febrero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	8,8	281,95
Puertas	14,04	3,5	8,8	432,43
Paredes Int.	98	0,45	4,4	192,23
Paredes Ext.	62,36	0,46	8,8	255,17
Suelo	28,058	0,34	4,4	42,09
Techo	39,24	0,36	4,4	61,81
Infiltraciones	---	---	---	63,28
Ventilación	---	---	---	1745,17



Marzo

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	5,8	185,83
Puertas	14,04	3,5	5,8	285,01
Paredes Int.	98	0,45	2,9	126,70
Paredes Ext.	62,36	0,46	5,8	168,18
Suelo	28,058	0,34	2,9	27,74
Techo	39,24	0,36	2,9	40,73
Infiltraciones	---	---	---	41,71
Ventilación	---	---	---	1391,95

Las cargas térmicas mensuales para la calefacción de una vivienda tipo 5 son las representadas en la siguiente tabla.

Noviembre	2634,72 W
Diciembre	3784,33 W
Enero	4019,64 W
Febrero	3033,91 W
Marzo	2241,35 W

2.4.2.2.6. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 6

Noviembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	6,6	211,46
Puertas	12,85	3,5	6,6	296,83
Paredes Int.	98	0,45	3,3	143,82
Paredes Ext.	61	0,46	6,6	186,74
Suelo	28,058	0,34	3,3	31,57
Techo	39,24	0,36	3,3	46,35
Infiltraciones	---	---	---	45,84
Ventilación	---	---	---	1668,17



Diciembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	10,8	346,03
Puertas	12,85	3,5	10,8	485,73
Paredes Int.	98	0,45	5,4	235,34
Paredes Ext.	61	0,46	10,8	305,58
Suelo	28,058	0,34	5,4	51,66
Techo	39,24	0,36	5,4	75,85
Infiltraciones	---	---	---	75,01
Ventilación	---	---	---	2202,69

Enero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	12,4	397,29
Puertas	12,85	3,5	12,4	557,69
Paredes Int.	98	0,45	6,2	270,21
Paredes Ext.	61	0,46	12,4	350,86
Suelo	28,058	0,34	6,2	59,32
Techo	39,24	0,36	6,2	87,09
Infiltraciones	---	---	---	86,12
Ventilación	---	---	---	2203,68

Febrero

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	10,68	3	8,8	281,95
Puertas	12,85	3,5	8,8	395,78
Paredes Int.	98	0,45	4,4	191,76
Paredes Ext.	61	0,46	8,8	248,99
Suelo	28,058	0,34	4,4	42,09
Techo	39,24	0,36	4,4	61,81
Infiltraciones	---	---	---	61,12
Ventilación	---	---	---	1745,17



Marzo

	Área (m^2)	U W / Km^2	5,8	Q (W)
Ventanas	10,68	3	5,8	185,83
Puertas	12,85	3,5	2,9	260,85
Paredes Int.	98	0,45	5,8	126,39
Paredes Ext.	61	0,46	2,9	164,11
Suelo	28,058	0,34	2,9	27,74
Techo	39,24	0,36	5,8	40,73
Infiltraciones	---	---	---	40,28
Ventilación	---	---	---	1391,95

Las cargas térmicas mensuales para la calefacción de una vivienda tipo 6 son las representadas en la siguiente tabla.

Noviembre	2664,91 W
Diciembre	3833,73 W
Enero	4076,35 W
Febrero	3074,16 W
Marzo	2267,88 W

2.4.2.2.7. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS GLOBALES DE CALEFACCIÓN

Por tanto, con los datos anteriores, es posible calcular la carga térmica total de las 28 viviendas de demanda mensual de calefacción. Los datos que se obtienen son los representados en la siguiente tabla:

Noviembre	73991,96 W
Diciembre	106057,11 W
Enero	112497,27 W
Febrero	85002,92 W
Marzo	62913,85 W



2.5. CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN

2.5.1. CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño interiores de confort son las definidas anteriormente, expuestas en el RITE.

Para el caso de climatización en verano se tiene una temperatura de confort igual a 24 °C y una humedad relativa del interior del local del 55 %.

Los meses, que en media, tienen temperaturas más elevadas son junio, julio, agosto y septiembre, es por ello, que se decide que la instalación de climatización se utiliza en esta época. Los cálculos de las cargas térmicas de climatización se realizan sólo en los meses seleccionados.

La instalación de climatización climatiza el salón- comedor de la planta baja y la habitación principal de la primera planta.

Para las condiciones exteriores de diseño se toman las temperaturas máximas de cada mes, de esta forma el calculo se realiza para el caso más desfavorable. Los valores de temperatura máxima y de humedad relativa son los representados en la siguiente tabla.

MES	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
T máx. (°C)	32,6	34,9	36,6	31,4
HR (%)	48	42	42	50

(Fuente: Instituto Nacional de Estadística)

2.5.2. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

El cálculo de las cargas térmicas de transmisión se realiza de igual manera que para el caso de la calefacción, mediante la siguiente expresión:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor [W/Km²].
- A es el área a través del que se produce el fluido de calor [m²].



- ΔT es la diferencia de temperatura entre la exterior y la de diseño [K].

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se hace uso del CTE, en el cual aparecen datos de los coeficientes convectivos y conductividades térmicas de los diferentes elementos.

El coeficiente global de transferencia de calor se define mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

Donde:

- h_{int} es el coeficiente de convección interior [W/Km²].
- e_i es el espesor del cerramiento i [m].
- λ_i es la conductividad térmica del cerramiento i [W/Km].
- h_{ext} es el coeficiente de convección exterior [W/Km²].

Para el cálculo de las cargas térmicas en verano se ha de tener en cuenta tanto la radiación solar exterior a través de las superficies acristaladas, como cargas térmicas internas.

2.5.2.1. CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

A continuación se calculan los coeficientes globales de paredes, ventanas, puertas, suelos y techos.

2.5.2.1.1. PAREDES

- En contacto con el exterior:

Como se trata de las fachadas, se tienen cerramientos verticales en contacto con el exterior, por tanto los coeficientes convectivos son:



- Para el aire interior tiene un valor de $\frac{1}{h_{\text{int}}} = 0.13 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $\frac{1}{h_{\text{ext}}} = 0.04 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.

La composición de la estructura de las fachadas es la misma que la de las paredes en contacto con el exterior para el caso de estas viviendas ya que están construidas con los mismos materiales, su composición es la siguiente:

	Mortero de Cemento	Ladrillo perforado	Fibra de vidrio (Tipo III)	Ladrillo hueco	Mortero de cemento	Enlucido de yeso
Espesor (m)	0.02	0.1	0.05	0.1	0.02	0.02
$\lambda \text{ (W / mK)}$	1.4	0.76	0.033	0.49	1.4	0.3
$\frac{e}{\lambda \text{ (m}^2 \text{ K / W)}}$	0.014	0.132	1.515	0.241	0.014	0.067

El coeficiente global de transferencia de calor queda:

$$U = \frac{1}{0.13 + 1.98 + 0.04} = 0.46 \text{ W / Km}^2$$

➤ En contacto con el interior:

Los coeficientes convectivos serán para cerramientos verticales y en contacto con particiones interiores:

- Para el aire interior tiene un valor de $\frac{1}{h_{\text{int}}} = 0.13 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $\frac{1}{h_{\text{ext}}} = 0.13 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.

La composición de las paredes es la misma:



	Mortero de Cemento	Ladrillo perforado	Fibra de vidrio (Tipo III)	Ladrillo hueco	Mortero de cemento	Enlucido de yeso
Espesor (m)	0.02	0.1	0.05	0.1	0.02	0.02
$\lambda (W / mK)$	1.4	0.76	0.033	0.49	1.4	0.3
$e / \lambda (m^2 K / W)$	0.014	0.132	1.515	0.241	0.014	0.067

El coeficiente global de transferencia de calor queda:

$$U = \frac{1}{0.13 + 1.98 + 0.13} = 0.45 W / Km^2$$

2.5.2.1.2. TECHO

Como se trata de los techos se tienen cerramientos horizontales con transferencia hacia particiones interiores, por tanto los coeficientes convectivos son:

- Para el aire interior tiene un valor de $\frac{1}{h_{int}} = 0.10 m^2 \cdot K / W$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $\frac{1}{h_{ext}} = 0.10 m^2 \cdot K / W$.

Composición del techo:

	Parquet (maderas frondosas)	Arcilla expandida	Bovedilla de hormigón	Hormigón con áridos ligeros
Espesor (m)	0.05	0.05	0.2	0.1
$\lambda (W / mK)$	0.21	0.114	0.15	0.17
$e / \lambda (m^2 K / W)$	0.238	0.438	1.333	0.588

El coeficiente global de transferencia de calor queda:



$$U = \frac{1}{0.10 + 2.59 + 0.10} = 0.36 \text{ W / Km}^2$$

2.5.2.1.3. SUELO

Como se trata de los suelos se tienen cerramientos horizontales con transferencia hacia particiones interiores, por tanto los coeficientes convectivos son:

- Para el aire interior tiene un valor de $h_{\text{int}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.
- Para el aire exterior tiene un valor de $h_{\text{ext}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$.

Para la composición del suelo suponemos la misma que la del suelo:

	Parquet (maderas frondosas)	Arcilla expandida	Bovedilla de hormigón	Hormigón con áridos ligeros
Espesor (m)	0.05	0.05	0.2	0.1
$\lambda (\text{W} / \text{mK})$	0.21	0.114	0.15	0.17
$e / \lambda (\text{m}^2 \text{K} / \text{W})$	0.238	0.438	1.333	0.588

El coeficiente global de transferencia de calor queda:

$$U = \frac{1}{0.17 + 2.59 + 0.17} = 0.34 \text{ W / Km}^2$$

2.5.2.1.4. PUERTAS

- En contacto con el exterior:

Todas las puertas en contacto con el exterior están fabricadas con el mismo material, madera y el mismo espesor, es por ello que todas tendrán el mismo coeficiente de transferencia de calor:

$$U = 3.5 \text{ W / Km}^2$$

- En contacto con el interior:



Todas las puertas interiores son de madera, por tanto su coeficiente global de transferencia de calor es el siguiente:

$$U = 2 \text{ W} / \text{Km}^2$$

2.5.2.1.5. VENTANAS

Las ventanas de cada vivienda son iguales, de carpintería metálica y doble acristalamiento, su coeficiente global de transferencia de calor es el siguiente:

$$U = 3 \text{ W} / \text{Km}^2$$

En el caso del cálculo de cargas térmicas para climatización se tiene en cuenta la radiación a través de superficies acristaladas, mediante la siguiente expresión:

$$Q_{\text{radiación}} = I_T \cdot A_{\text{cristal}} \cdot \varphi$$

Donde:

- I_T es la radiación incidente por metro cuadrado, en función de la orientación [W/m^2].
- A_{cristal} es la superficie acristalada [m^2].
- φ es un factor que tiene en cuenta el efecto de persianas, cortinas, etc. [].

La radiación solar incidente en las superficies acristaladas, en función de su orientación es la siguiente, I en (W / m^2):

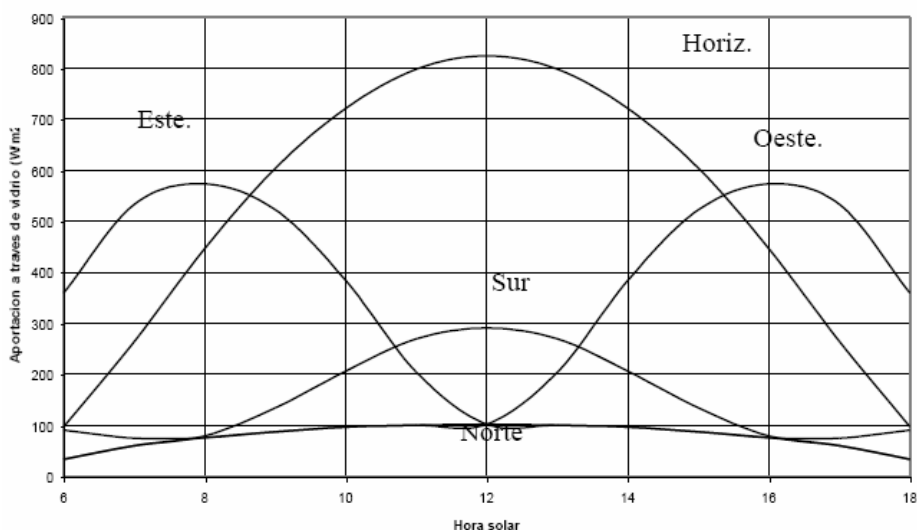


Figura 11: Valores de radiación

(Fuente: Apuntes Calor y Frío)

Estos valores deben corregirse si se trata de otro tipo de vidrio diferente al vidrio simple (4 mm de espesor) o por efecto de materiales adicionales como persianas exteriores o interiores, cortinas, etc. Para tener en cuenta estos efectos, se utilizan coeficientes. Algunos valores para estos accesorios son:

Factores de corrección para elementos adicionales

Vidrio doble	0.9
Elementos de sombra exteriores (persianas exteriores)	0.9
Elementos de sombra interiores (cortinas)	0.6

Figura 12: Factores de corrección

(Fuente: Apuntes Calor y Frío)

También hay que tener en cuenta el efecto de absorción de parte de la radiación transmitida a través del vidrio por los suelos, paredes muebles, etc. existentes en el local, que elevarán su temperatura y posteriormente devolverán parte de la energía absorbida por convección al aire siendo este proceso no instantáneo (inercia térmica). La carga térmica de refrigeración instantánea teniendo en cuenta este efecto se representa a continuación.

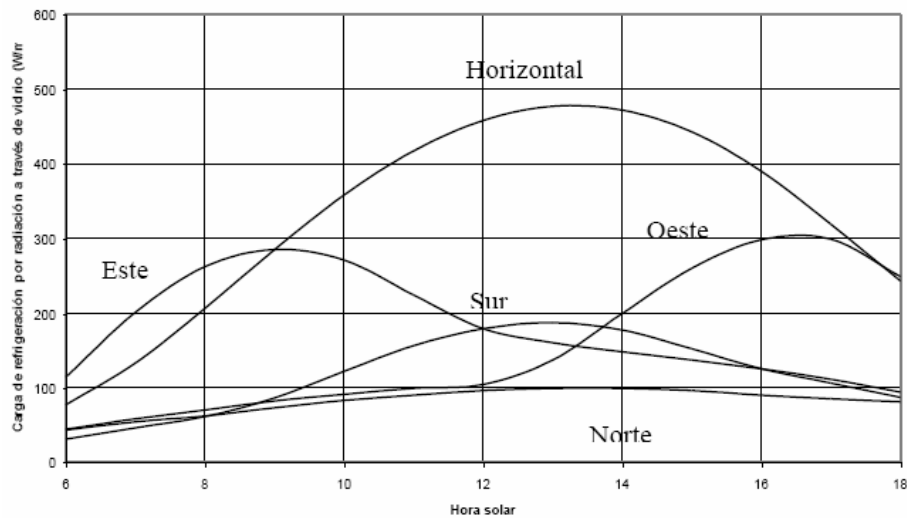


Figura 13: Cargas a través de vidrio

(Fuente: Apuntes Calor y Frío)

Se observa claramente el efecto del amortiguamiento (desplazamiento del máximo en el tiempo y disminución del valor máximo). En este caso se ha considerado un pavimento no revestido. Si hubiera una moqueta o un elemento similar habría que considerarlo, teniéndose un efecto de almacenamiento más acusado.

2.5.2.1.6. CARGAS TÉRMICAS DEBIDAS A LA VENTILACIÓN

Debidas a la ventilación para renovar el aire interior. La carga térmica de renovación del aire se calcula como la cantidad de aire necesaria para que el aire procedente del exterior alcance la temperatura del interior.

La carga térmica de ventilación está formada por dos componentes, una sensible, función de la temperatura; y otra latente función de la humedad.

Las expresiones de ambas cargas térmicas es la siguiente:

- Para la carga térmica sensible:

$$Q_{\text{ventilación}} = V_{\text{ventilación}} \cdot \rho \cdot Cp \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$



- Para la carga térmica latente:

$$Q_{\text{ventilación}} = V_{\text{ventilación}} \cdot \rho \cdot h \cdot (W_{\text{ext}} - W_{\text{int}})$$

Por tanto la carga térmica sensible de ventilación en función de la temperatura queda:

$$Q_{\text{ventilación}} = 0.023 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot \text{pers} \cdot 6 \text{ pers} \cdot 1.18 \text{ Kg/m}^3 \cdot 1004 \text{ J / KgK} \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) = 122.62 \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \text{ W / K}$$

El cálculo de la carga térmica sensible de ventilación se realiza sólo en aquellos meses en los que se hace uso de la climatización.

Las temperaturas que se toman para este cálculo son la media de las temperaturas máximas de cada mes.

En la siguiente tabla se refleja la carga térmica para cada mes:

MES	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
T ^a ext (°C)	32,6	34,9	36,6	31,4
T ^a int (°C)	24	24	24	24
ΔT (K)	8,6	10,9	12,6	7,4
Q _{vent _ sensible} (W)	1054,53	1336,55	1545,012	907,38

Para el cálculo de la carga térmica latente de ventilación es necesario el uso del diagrama psicrométrico para poder calcular las entalpías en función de HR y de la temperatura de cada mes, los datos bajo los cuales se realiza el proyecto son los reflejados en la siguiente tabla.

MES	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
T ^a	32,6	34,9	36,6	31,4
HR (%)	48	42	42	50
h(KJ/Kg)	69	72	78	69

Teniendo en cuenta que la temperatura de confort en el local es 24 °C y que la humedad relativa es 55 %, si tienen las siguientes cargas térmicas latentes de ventilación para cada mes en los cuales se usa la climatización:



MES	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
HR ext (%)	48	42	42	50
HR int (%)	55	55	55	55
$W_{ext} - W_{int}$	0,07	0,13	0,13	0,05
h(J/Kg)	69000	72000	78000	69000
$Q_{vent_latente}$ (W)	589,26	1141,92	1237,08	420,90

Posteriormente se calcula térmica la carga total, latente más sensible, de ventilación para los meses junio julio, agosto y septiembre.

$Q_{vent_sensible}$ (W)	1054,53	1336,55	1545,01	907,38
$Q_{vent_latente}$ (W)	589,26	1141,92	1237,08	420,9
Q_{vent} (W)	1643,79	2478,47	2782,09	1328,28

2.5.2.1.7. CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIONES

El cálculo de infiltraciones se realiza de manera similar al de ventilación.

Se divide en dos componentes, latente y sensible y sus expresiones son las siguientes:

- Para la carga térmica sensible:

$$Q_{inf} = V_{inf} \cdot \rho \cdot Cp \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

- Para la carga térmica latente:

$$Q_{ventilación} = V_{ventilación} \cdot \rho \cdot h \cdot (W_{ext} - W_{int})$$

Pero hay que tener en cuenta lo difícil que es estimar el caudal de las infiltraciones. Es por ello que su cálculo se realiza mediante un porcentaje de la carga térmica total. En este caso se toma que la carga térmica por infiltraciones es del 5 % de la carga térmica total de la vivienda.

2.5.2.1.8. CARGAS TÉRMICAS INTERIORES

Las cargas térmicas interiores se dividen en las debidas a los ocupantes y las debidas a la iluminación.



Las cargas térmicas debidas a los ocupantes tienen tanto componente latente como sensible, son las siguientes:

- Carga térmica sensible:

$$Q_{sen_ocup} = 70W / persona$$

- Carga térmica latente:

$$Q_{lat_ocup} = 60W / persona$$

Hay que tener en cuenta un factor de simultaneidad de los ocupantes, ya que no están todas las personas siempre dentro de cada chalet, dicho factor de simultaneidad tiene un valor de 0.75.

Las cargas térmicas debidas a los ocupantes se calculan de la siguiente forma:

$$Q_{ocup} = (Q_{sen_ocup} + Q_{lat_ocup}) \cdot personas \cdot 0.75 = 585W / vivienda$$

Las cargas térmicas debidas a la iluminación tienen en cuenta el calor desprendido por las luces, tiene solo componente sensible, se puede tomar un valor aproximado de:

$$Q_{iluminación} = 20W / m^2$$

2.5.2.2. CALCULO TOTAL DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN

Para el cálculo de cargas de las viviendas se realiza la misma separación que en el caso de las cargas para la instalación de calefacción.



2.5.2.2.1. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 1

Junio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5	3	8,6	139,32
Puertas	6,32	3,5	8,6	190,23
Paredes Int.	61,52	0,45	4,3	117,98
Paredes Ext.	12,6	0,46	8,6	50,38
Suelo	21,15	0,34	4,3	31,01
Techo	21,15	0,36	4,3	32,55
Infiltraciones	---	---	---	110,26
Ventilación	---	---	---	1643,79
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	423

Julio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5	3	10,9	176,58
Puertas	6,32	3,5	10,9	241,10
Paredes Int.	61,52	0,45	5,45	149,53
Paredes Ext.	12,6	0,46	10,9	63,86
Suelo	21,15	0,34	5,45	39,30
Techo	21,15	0,36	5,45	41,26
Infiltraciones	---	---	---	159,50
Ventilación	---	---	---	2478,47
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	423



Agosto

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5	3	12,6	204,12
Puertas	6,32	3,5	12,6	278,71
Paredes Int.	61,52	0,45	6,3	172,85
Paredes Ext.	12,6	0,46	12,6	73,82
Suelo	21,15	0,34	6,3	45,43
Techo	21,15	0,36	6,3	47,70
Infiltraciones	---	---	---	180,23
Ventilación	---	---	---	2782,09
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	423

Septiembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5	3	7,4	119,88
Puertas	6,32	3,5	7,4	163,68
Paredes Int.	61,52	0,45	3,7	101,52
Paredes Ext.	12,6	0,46	7,4	43,35
Suelo	21,15	0,34	3,7	26,68
Techo	21,15	0,36	3,7	28,01
Infiltraciones	---	---	---	90,57
Ventilación	---	---	---	1328,28
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	423

Por tanto, las cargas térmicas de climatización totales de los edificios del tipo 1 son las siguientes.

Junio	4295,54 W
Julio	5329,64 W
Agosto	5764,98 W
Septiembre	3882,00 W



2.5.2.2.2. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 2

Junio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	8,6	159,96
Puertas	6,32	3,5	8,6	190,23
Paredes Int.	63	0,45	4,3	121,21
Paredes Ext.	13,85	0,46	8,6	55,38
Suelo	28,058	0,34	4,3	41,14
Techo	28,058	0,36	4,3	43,19
Infiltraciones	---	---	---	112,74
Ventilación	---	---	---	1643,79
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Julio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	10,9	202,74
Puertas	6,32	3,5	10,9	241,10
Paredes Int.	63	0,45	5,45	153,63
Paredes Ext.	13,85	0,46	10,9	70,19
Suelo	28,058	0,34	5,45	52,14
Techo	28,058	0,36	5,45	54,74
Infiltraciones	---	---	---	162,65
Ventilación	---	---	---	2478,47
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16



Agosto

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	12,6	234,36
Puertas	6,32	3,5	12,6	278,71
Paredes Int.	63	0,45	6,3	177,59
Paredes Ext.	13,85	0,46	12,6	81,14
Suelo	28,058	0,34	6,3	60,27
Techo	28,058	0,36	6,3	63,28
Infiltraciones	---	---	---	183,87
Ventilación	---	---	---	2782,09
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Septiembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	7,4	137,64
Puertas	6,32	3,5	7,4	163,68
Paredes Int.	63	0,45	3,7	104,30
Paredes Ext.	13,85	0,46	7,4	47,65
Suelo	28,058	0,34	3,7	35,40
Techo	28,058	0,36	3,7	37,16
Infiltraciones	---	---	---	92,70
Ventilación	---	---	---	1328,28
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Por tanto, las cargas térmicas de climatización totales de los edificios del tipo 2 son las siguientes.

Junio	4629,82 W
Julio	5677,86 W
Agosto	6123,50 W
Septiembre	4209,01 W



2.5.2.2.3. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 3

Junio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,225	3	8,6	160,60
Puertas	6,32	3,5	8,6	190,23
Paredes Int.	27	0,45	4,3	50,84
Paredes Ext.	35,41	0,46	8,6	141,60
Suelo	21,54	0,34	4,3	31,58
Techo	21,54	0,36	4,3	33,15
Infiltraciones	---	---	---	112,59
Ventilación	---	---	---	1643,79
Radiación ventanas	---	---	---	1120,5
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	430,8

Julio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,225	3	10,9	203,55
Puertas	6,32	3,5	10,9	241,10
Paredes Int.	27	0,45	5,45	64,43
Paredes Ext.	35,41	0,46	10,9	179,47
Suelo	21,54	0,34	5,45	40,03
Techo	21,54	0,36	5,45	42,02
Infiltraciones	---	---	---	162,45
Ventilación	---	---	---	2478,47
Radiación ventanas	---	---	---	1120,5
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	430,8



Agosto

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,225	3	12,6	235,30
Puertas	6,32	3,5	12,6	278,71
Paredes Int.	27	0,45	6,3	74,48
Paredes Ext.	35,41	0,46	12,6	207,46
Suelo	21,54	0,34	6,3	46,27
Techo	21,54	0,36	6,3	48,58
Infiltraciones	---	---	---	183,64
Ventilación	---	---	---	2782,09
Radiación ventanas	---	---	---	1120,5
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	430,8

Septiembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,225	3	7,4	138,19
Puertas	6,32	3,5	7,4	163,68
Paredes Int.	27	0,45	3,7	43,74
Paredes Ext.	35,41	0,46	7,4	121,84
Suelo	21,54	0,34	3,7	27,17
Techo	21,54	0,36	3,7	28,53
Infiltraciones	---	---	---	92,57
Ventilación	---	---	---	1328,28
Radiación ventanas	---	---	---	1120,5
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	430,8

Por tanto, las cargas térmicas de climatización totales de los edificios del tipo 3 son las siguientes.

Junio	4500,70 W
Julio	5547,87 W
Agosto	5992,86 W
Septiembre	4080,34 W



2.5.2.2.4. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 4

Junio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5,4	3	8,6	139,32
Puertas	6,32	3,5	8,6	190,23
Paredes Int.	68	0,45	4,3	130,41
Paredes Ext.	12,78	0,46	8,6	51,10
Suelo	26,05	0,34	4,3	38,19
Techo	26,05	0,36	4,3	40,10
Infiltraciones	---	---	---	111,65
Ventilación	---	---	---	1643,79
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	521

Julio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5,4	3	10,9	176,58
Puertas	6,32	3,5	10,9	241,10
Paredes Int.	68	0,45	5,45	165,28
Paredes Ext.	12,78	0,46	10,9	64,77
Suelo	26,05	0,34	5,45	48,41
Techo	26,05	0,36	5,45	50,82
Infiltraciones	---	---	---	161,27
Ventilación	---	---	---	2478,47
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	521



Agosto

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5,4	3	12,6	204,12
Puertas	6,32	3,5	12,6	278,71
Paredes Int.	68	0,45	6,3	191,06
Paredes Ext.	12,78	0,46	12,6	74,87
Suelo	26,05	0,34	6,3	55,96
Techo	26,05	0,36	6,3	58,75
Infiltraciones	---	---	---	182,27
Ventilación	---	---	---	2782,09
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	521

Septiembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	5,4	3	7,4	119,88
Puertas	6,32	3,5	7,4	163,68
Paredes Int.	68	0,45	3,7	112,21
Paredes Ext.	12,78	0,46	7,4	43,97
Suelo	26,05	0,34	3,7	32,86
Techo	26,05	0,36	3,7	34,50
Infiltraciones	---	---	---	91,77
Ventilación	---	---	---	1328,28
Radiación ventanas	---	---	---	972
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	521

Por tanto, las cargas térmicas de climatización totales de los edificios del tipo 5 son las siguientes.

Junio	4422,81 W
Julio	4879,74 W
Agosto	5320,86 W
Septiembre	3420,18 W



2.5.2.2.5. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 5

Junio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	8,6	159,96
Puertas	3,08	3,5	8,6	92,70
Paredes Int.	55	0,45	4,3	105,47
Paredes Ext.	15	0,46	8,6	59,985
Suelo	28,058	0,34	4,3	41,14
Techo	28,058	0,36	4,3	43,19
Infiltraciones	---	---	---	107,31
Ventilación	---	---	---	1643,79
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Julio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	10,9	202,74
Puertas	3,08	3,5	10,9	117,50
Paredes Int.	55	0,45	5,45	133,68
Paredes Ext.	15	0,46	10,9	76,02
Suelo	28,058	0,34	5,45	52,14
Techo	28,058	0,36	5,45	54,74
Infiltraciones	---	---	---	155,76
Ventilación	---	---	---	2478,47
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16



Agosto

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	12,6	234,36
Puertas	3,08	3,5	12,6	135,82
Paredes Int.	55	0,45	6,3	154,53
Paredes Ext.	15	0,46	12,6	87,88
Suelo	28,058	0,34	6,3	60,27
Techo	28,058	0,36	6,3	63,28
Infiltraciones	---	---	---	175,91
Ventilación	---	---	---	2782,09
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Septiembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	7,4	137,64
Puertas	3,08	3,5	7,4	79,77
Paredes Int.	55	0,45	3,7	90,76
Paredes Ext.	15	0,46	7,4	51,61
Suelo	28,058	0,34	3,7	35,40
Techo	28,058	0,36	3,7	37,16
Infiltraciones	---	---	---	88,03
Ventilación	---	---	---	1328,28
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Por tanto, las cargas térmicas de climatización totales de los edificios del tipo 6 son las siguientes.

Junio	4515,73 W
Julio	5533,25 W
Agosto	5956,33 W
Septiembre	4110,83 W



2.5.2.2.6. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE CLIMATIZACIÓN DE LOS EDIFICIOS TIPO 6

Junio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	8,6	159,96
Puertas	6,32	3,5	8,6	190,23
Paredes Int.	37	0,45	4,3	70,6325
Paredes Ext.	40	0,46	8,6	159,96
Suelo	28,058	0,34	4,3	41,14
Techo	28,058	0,36	4,3	43,19
Infiltraciones	---	---	---	115,44
Ventilación	---	---	---	1643,79
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Julio

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	10,9	202,74
Puertas	6,32	3,5	10,9	241,10
Paredes Int.	37	0,45	5,45	89,52
Paredes Ext.	40	0,46	10,9	202,74
Suelo	28,058	0,34	5,45	52,14
Techo	28,058	0,36	5,45	54,74
Infiltraciones	---	---	---	166,07
Ventilación	---	---	---	2478,47
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16



Agosto

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	12,6	234,36
Puertas	6,32	3,5	12,6	278,71
Paredes Int.	37	0,45	6,3	103,48
Paredes Ext.	40	0,46	12,6	234,36
Suelo	28,058	0,34	6,3	60,27
Techo	28,058	0,36	6,3	63,28
Infiltraciones	---	---	---	187,82
Ventilación	---	---	---	2782,09
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Septiembre

	Área (m^2)	U W / Km^2	$\Delta T(K)$	Q (W)
Ventanas	6,2	3	7,4	137,64
Puertas	6,32	3,5	7,4	163,68
Paredes Int.	37	0,45	3,7	60,77
Paredes Ext.	40	0,46	7,4	137,64
Suelo	28,058	0,34	3,7	35,40
Techo	28,058	0,36	3,7	37,16
Infiltraciones	---	---	---	95,02
Ventilación	---	---	---	1328,28
Radiación ventanas	---	---	---	1116
Ocupantes	---	---	---	585
Iluminación	---	---	---	561,16

Por tanto, las cargas térmicas de climatización totales de los edificios del tipo 6 son las siguientes.

Junio	4686,51 W
Julio	5749,71 W
Agosto	6206,55 W
Septiembre	4257,78 W



2.5.2.2.7. CALCULO DE CARGAS TÉRMICAS GLOBALES DE CLIMATIZACIÓN

Con estos datos se puede obtener la carga térmica total del conjunto de viviendas para cada mes, los valores son los representados en la siguiente tabla:

Junio	125505,32 W
Julio	153496,22 W
Agosto	165838,08 W
Septiembre	112648,48 W



CAPÍTULO 3

CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS



3.1 CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS

El cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria se realiza a partir de los datos estimados por el Código Técnico de la Edificación, en el cual se dan valores de consumo en función del tipo de edificación.

Dichos datos se representan en la siguiente tabla tomada del Código Técnico de la Edificación, en el cual se toma una demanda de referencia a 60 °C.

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

Figura 14: Demandas según el CTE

(Fuente: Código Técnico de la Edificación)

El proyecto consta de 28 viviendas unifamiliares, distribuidas en 4 filas de 7 viviendas cada una. La instalación se realiza de manera conjunta, es decir, para todos los cálculos y elecciones de componentes se tiene en cuenta una demanda total de todas las viviendas y no de cada una de ellas por separado. Por ello, se toma el dato de 22 l/día, dato para el caso de viviendas multifamiliares.

Es necesario conocer la ocupación de las viviendas, para ello se utilizan los valores normalizados que proporciona el Código Técnico de la Edificación, estos valores se dan en función del número de dormitorios de las viviendas.

En la siguiente tabla están los valores dados por el Código Técnico de la Edificación.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

(Fuente: CTE)

Cada vivienda tiene cuatro dormitorios, por tanto la ocupación de cada una de ellas según el Código Técnico de la Edificación es de 6 personas.

Por tanto, para una sola vivienda el consumo diario es el siguiente:

$$Q = 22 \frac{l}{\text{persona} \cdot \text{día}} \cdot 6 \frac{\text{personas}}{\text{vivienda}} = 132 \frac{l}{\text{día} \cdot \text{vivienda}}$$

El consumo total del conjunto de todas las viviendas es el siguiente:

$$Q = 132 \frac{l}{\text{día} \cdot \text{viviendas}} \cdot 28 \text{viviendas} = 3696 \frac{l}{\text{día}}$$

Este cálculo es una estimación aproximada de la demanda diaria de agua caliente sanitaria, dicho valor puede variar en función de la ocupación real y del mes en el que se calcule. Por ejemplo en los meses de verano, al ser la época vacacional, el consumo de ACS no es el mismo, por otro lado no todas las viviendas están habitadas por 6 personas.

En los Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación (DTIE 1.01) aparecen unos factores de corrección de esta demanda en función del mes en el que se calcule. A continuación se calcula una aproximación más exacta de la demanda de ACS para cada mes.

La demanda total mensual se obtiene multiplicando la demanda calculada anteriormente por los días que componen cada mes:

$$\frac{\text{Demanda}}{\text{Mes}} = Q \cdot \frac{\text{Días}}{\text{Mes}}$$

Multiplicando por el factor de corrección se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\text{DemandaCorregida}}{\text{Mes}} = \frac{\text{Demanda}}{\text{Mes}} \cdot \text{FactorCorrección}$$

La demanda mensual corregida es la representada en la siguiente tabla.



MES	DÍAS	DEMANDA MENSUAL ($\frac{l}{mes}$)	FACTOR DE CORRECCIÓN	DEMANDA MENSUAL CORREGIDA ($\frac{l}{mes}$)
ENE	31	114576	1,1150	127752,24
FEB	28	103488	1,0700	110732,16
MAR	31	114576	1,0300	118013,28
ABR	30	110880	1,0850	120304,80
MAY	31	114576	1,0400	119159,04
JUN	30	110880	1,0150	112543,20
JUL	31	114576	0,9000	103118,40
AGOS	31	114576	0,7650	87650,64
SEP	30	110880	0,9150	101455,20
OCT	31	114576	0,9400	107701,44
NOV	30	110880	1,0200	113097,60
DIC	31	114576	1,0750	123169,20

Los datos de temperatura media mensual y anual del agua de red general en °C en Badajoz son los representados en la siguiente tabla:

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Agos	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
T ^a (°C)	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3

(Fuente CENSOLAR)

Estos datos se utilizan para calcular la carga térmica necesaria para la demanda de ACS calculada. Dicho cálculo se realiza mediante la siguiente expresión:

$$Q_{acs} = m_{cons} \cdot C_{p_{agua}} \cdot \rho_{agua} \cdot \Delta T$$

Siendo:

- Q_{acs} la carga térmica necesaria para calcular el agua [J].
- $C_{p_{agua}}$ el calor específico del agua que tiene un valor de $4.18 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot \text{K}$.
- ρ_{agua} la densidad del agua que tiene un valor de $1 \text{ Kg} / \text{l}$.
- ΔT la diferencia de temperatura entre la temperatura de red y la de suministro [K].

En la siguiente tabla se muestra el resultado de la carga térmica necesaria para cada mes:



MES	CONSUMO TOT(l/mes)	ρ (Kg/l)	Cp (KJ/°CKg)	T sum(°C)	T red(°C)	ΔT (°C)	Q acs (KJ/mes)
ENE	127752,24	1	4,18	60	6	54	28836235,61
FEB	110732,16	1	4,18	60	7	53	24531602,73
MAR	118013,28	1	4,18	60	9	51	25158071,03
ABR	120304,8	1	4,18	60	11	49	24640829,14
MAY	119159,04	1	4,18	60	12	48	23908069,79
JUN	112543,2	1	4,18	60	13	47	22110237,07
JUL	103118,4	1	4,18	60	14	46	19827605,95
AGOS	87650,64	1	4,18	60	13	47	17219844,73
SEP	101455,2	1	4,18	60	12	48	20355971,33
OCT	107701,44	1	4,18	60	11	49	22059408,94
NOV	113097,6	1	4,18	60	9	51	24110146,37
DIC	123169,2	1	4,18	60	6	54	27801751,82

En la siguiente gráfica se representan los valores mes a mes del calor necesario para atender la demanda de ACS corregida según los valores del DITE 1.01.

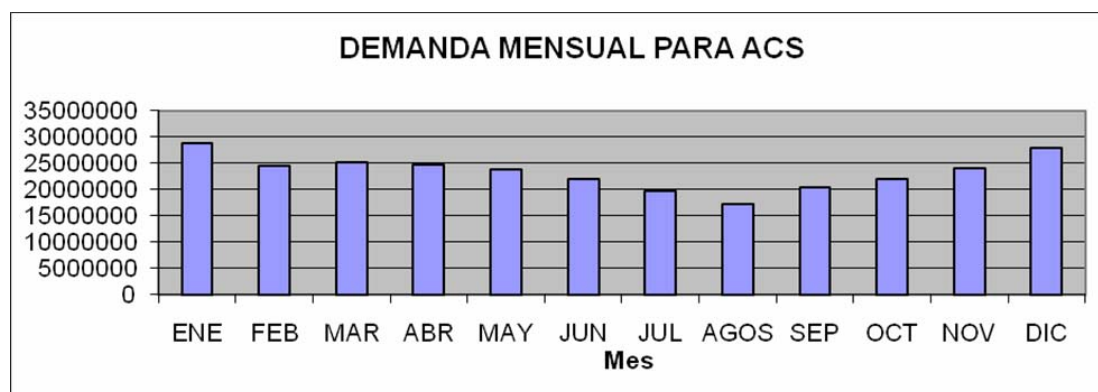


Figura 15: Demanda de energía para ACS

Se puede apreciar que dicha demanda es menor en los meses de verano como se ha previsto, siendo agosto el mes de menor demanda. En cambio en los meses de diciembre y enero la demanda es mayor, debido a que en esta época es cuando menores temperaturas de red y de ambiente se dan.



CAPÍTULO 4

EL CAPTADOR SOLAR



4.1. ELECCIÓN DEL TIPO DE CAPTADOR

Un captador solar, también llamado colector solar térmico, es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía irradiada por el sol y convertirla en energía térmica.

Los captadores solares se dividen en dos grandes grupos: los captadores solares de baja y media temperatura, utilizados fundamentalmente en sistemas domésticos de calefacción y ACS, y los captadores solares de alta temperatura, utilizados generalmente para producir energía eléctrica.

Dentro de los captadores solares de baja temperatura se encuentran:

- El captador solar plano, consistente en una caja plana metálica por la que circula un fluido caloportador, que se calienta gracias a la energía del sol a su paso por el panel. Puede ser a su vez:
 - Captador plano con cubierta, posee un vidrio que limita las pérdidas de calor.
 - Captador plano sin cubierta, es un sistema más económico y de bajo rendimiento, utilizado esencialmente para la climatización de piscinas.

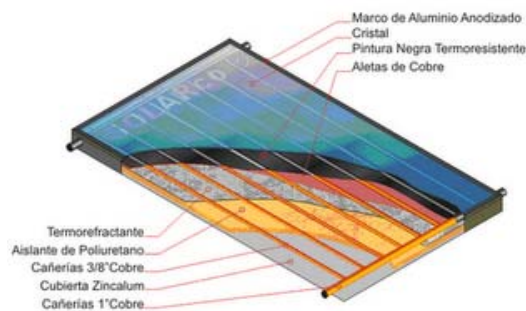


Figura 16: Captador plano

- Captador solar de tubos de vacío, donde la superficie captadora está aislada del exterior por un doble tubo de vidrio que crea una cámara al vacío.



Figura 17: Captador de vacío

4.1.1. CAPTADORES SOLARES PLANOS CON CUBIERTA

Este tipo de captador solar es el más utilizado, esto se debe a que la buena relación entre la calidad del captador y el precio.

En este tipo de captadores, se coloca en una caja rectangular. La cara que se debe exponer al sol está protegida por un vidrio, mientras que el resto de caras del colector son opacas y se encuentran aisladas térmicamente para minimizar las pérdidas.

Dentro de la caja, expuesta al sol, se sitúa una placa metálica. Esta placa está unida o soldada a una serie de conductos por los que fluye un caloportador (generalmente agua, glicol, o una mezcla de ambos). A dicha placa se le aplica un tratamiento selectivo, o se pinta de negro, para que aumente la absorción de calor.

4.1.2. CAPTADORES SOLARES PLANOS SIN CUBIERTA

La diferencia de estos captadores solares con los anteriores es que a estos no se les coloca el vidrio protector, por tanto son una variante más económica de los anteriores. También se elimina la protección del resto de laterales, aumentando así las pérdidas del captador

Debido a la baja eficiencia de estos captadores solares, se necesitan superficies más grandes para conseguir las prestaciones deseadas, pero este defecto es compensado por su bajo coste.



4.1.3. CAPTADORES SOLARES DE TUBOS DE VACÍO

La finalidad de este tipo de captadores solares es la reducción de las pérdidas del captador. De esta forma, se pueden conseguir las prestaciones deseadas con un área menor que si se utilizasen captadores planos.

La lámina captadora se coloca dentro de tubos con vacío, por tanto se consiguen unas pérdidas caloríficas despreciables. Los captadores están formados por varios de estos tubos montados en una estructura de peine.

Las ventajas de estos captadores son su mayor aislamiento, gracias al cual, son especialmente indicado para climas muy fríos, y su mayor flexibilidad de colocación, ya que permiten una variación de unos 20° sobre su inclinación ideal sin pérdida de rendimiento. La desventaja es un mayor coste y una resistencia inferior a los golpes.

4.1.4. FUNCIONAMIENTO

Para el caso de este proyecto, se decide utilizar los captadores solares planos con cubierta, ya que son los captadores con los que se alcanzan las prestaciones deseadas con la mejor relación calidad precio.

Los captadores solares planos funcionan aprovechando el efecto invernadero. El vidrio actúa como un filtro para ciertas longitudes de onda de la luz solar, dejando pasar la luz visible, y siendo menos transparente con las ondas infrarrojas de menor energía.

El sol incide sobre el vidrio del colector, que deja pasar la mayor parte de la energía. Ésta calienta entonces la placa colectora que, a su vez, se convierte en emisora de radiación infrarroja, menos energética. Pero como el vidrio es muy opaco para esas longitudes de onda, el recinto de la caja se calienta por encima de la temperatura exterior, conocido como efecto invernadero.

Al paso por la caja, el fluido caloportador que circula por los conductos se calienta, y transfiere, a través de un intercambiador de calor, esa energía térmica al agua sanitaria almacenada en el tanque de acumulación.

El rendimiento de los colectores mejora cuanto menor es la diferencia de temperatura entre la temperatura de trabajo y la temperatura exterior, ya que, a mayor temperatura dentro de la caja, mayores serán las pérdidas por transmisión en el vidrio. También, a mayor temperatura de la placa captadora, más energética es su radiación, y más transparencia tendrá el vidrio a ella, disminuyendo por tanto la eficiencia del colector.



4.1.5. APLICACIONES

Las aplicaciones típicas en viviendas son las siguientes:

- Producción de agua caliente sanitaria.
- Calefacción.
- Climatización.
- Climatización de piscinas.

La desventaja de estos sistemas es la necesidad de fuentes convencionales de producción de energía, como calderas, ya que la producción mediante energía térmica solar, no llega a cubrir siempre el 100% de la demanda, ya sea en viviendas unifamiliares como en multifamiliares.

Cuando se utiliza energía solar para calefacción, sólo se indica para sistemas de baja temperatura, como el suelo radiante. El problema del uso para calefacción es que los días en que las necesidades de calefacción son mayores, la captación y el rendimiento de los colectores son menores, dado que la radiación solar incidente es más pequeña. Mientras que cuando los paneles son más eficientes, las necesidades de calefacción son menores.

El uso de paneles solares térmicos es muy económico en el caso de la climatización de piscinas, pues la baja temperatura de trabajo que se necesita permite incluso el uso de colectores sin vidrio protector. Además, no necesitan acumulador puesto que el agua de la propia piscina actúa como tal.

Está en desarrollo el empleo de colectores para refrigeración con máquinas de absorción, pues al contrario que en calefacción, la mayor demanda de refrigeración coincide con el mejor rendimiento de los colectores.

4.2. CÁLCULO DE PÉRDIDAS DEL CAPTADOR SOLAR PLANO

Para el cálculo de pérdidas en el captador se hace uso del circuito térmico interno, representado en la siguiente figura.

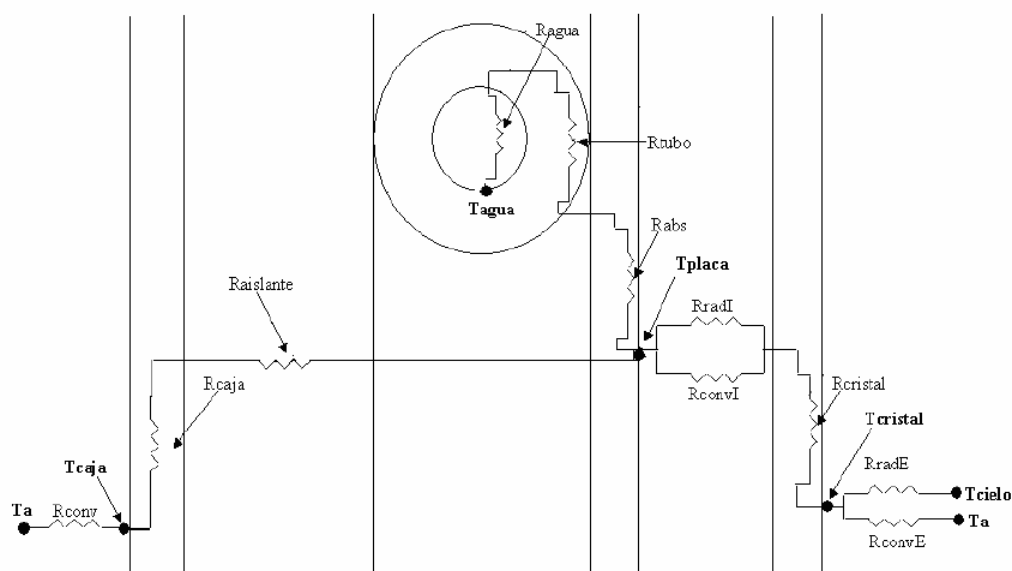


Figura 18: Esquema de resistencias

En este circuito térmico es posible apreciar las distintas resistencias térmicas que componen el captador.

Las pérdidas al exterior se producen por conducción, convección y radiación en los diferentes materiales, como se puede apreciar en la figura superior. Es debido a estas pérdidas, que la eficiencia de captación disminuye.

Simplificando este circuito, se realiza el siguiente esquema de resistencias, el cual se utiliza para el cálculo de las pérdidas en la rama superior e inferior, representadas en la figura siguiente.

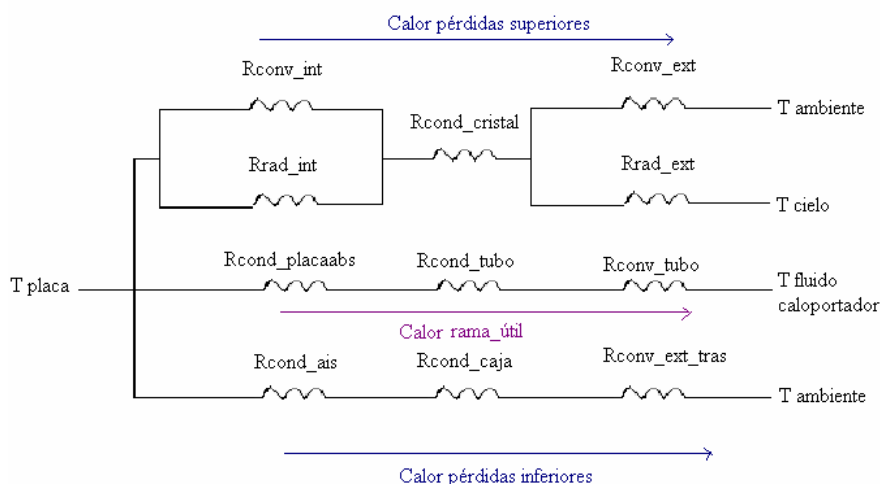


Figura 19: Circuito térmico

A continuación se calculan todas las resistencias representadas en la anterior figura.

4.2.1. RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN EXTERIOR ENTRE LA SUPERFICIE ACRISTALADA DE LOS COLECTORES Y EL CIELO

Para el cálculo de la resistencia térmica se utiliza la siguiente expresión, tomada del artículo Rodríguez, 2008:

$$R_{rad_ext} = \frac{1}{\varepsilon_{cristal} \cdot \sigma \cdot A_{cristal} \cdot (T_{cristal}^2 + T_{cielo}^2) \cdot (T_{cristal} + T_{cielo})}$$

Donde:

- $\varepsilon_{cristal}$ es la emisividad del cristal y tiene un valor según las especificaciones de 0.1.
- σ es la constante de Stefan-Boltzman y es igual a $5.67 \cdot 10^{-8} W / m^2 \cdot K^4$.
- $A_{cristal}$ es la superficie del cristal y tiene un valor de $2.1 m^2$.
- $T_{cristal}$ es la temperatura del cristal su valor se toma de la correlación siguiente, sabiendo que se puede suponer una temperatura mayor que la del ambiente:



$$T_{\text{cielo}} = T_{\text{ambiente}} + 10 \text{ K}$$

- T_{cielo} es la temperatura del cielo y se calcula mediante la correlación tomada del libro de Eicker, 2001:

$$T_{\text{cielo}} = 0.037536 \cdot T_{\text{ambiente}}^{1.5} + 0.32 \cdot T_{\text{ambiente}}$$

En la siguiente tabla se representan los valores de temperatura ambiente, temperatura estimada del cristal del colector, temperatura de cielo y la resistencia térmica de radiación exterior de cada uno de los meses.

Mes	T ambiente (K)	T_{cristal} (K)	T_{cielo} (K)	$R_{\text{rad_ext}}$ (K/W)
Enero	281.5	291.5	267.36	0.96
Febrero	283.3	293.3	269.64	0.94
Marzo	285.7	295.7	272.68	0.91
Abril	287.5	297.5	274.98	0.89
Mayo	291	301	279.45	0.85
Junio	295.5	305.5	285.23	0.81
Julio	298.7	308.7	289.36	0.78
Agosto	298.2	308.2	288.71	0.78
Septiembre	295.6	305.6	285.36	0.81
Octubre	290.4	300.4	278.68	0.86
Noviembre	285.5	295.5	272.43	0.91
Diciembre	282.6	292.6	268.75	0.94

4.2.2. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR SOBRE LA SUPERFICIE ACRISTALADA DE LOS COLECTORES

Para el cálculo de la resistencia térmica de convección se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{\text{conv_ext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{cristal}}}$$

Donde:

- A_{cristal} es el área de transferencia de calor y tiene un valor de 2.1 m^2 .



- h_{ext} es el coeficiente de convección exterior y se calcula con la siguiente expresión:

$$h_{ext} = \frac{K \cdot Nu_{ext}}{L}$$

Donde:

- K es la conductividad térmica del aire y tiene un valor de $0.023 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- L es la longitud paralela a la dirección del viento, oeste, que incide sobre el captador y tiene un valor de 1.066 m que se puede ver en la hoja de características del apartado de anexos.
- Nu_{ext} es el Nusselt para flujo exterior paralelo a la superficie y se calcula mediante la siguiente expresión, tomada del artículo Rodriguez, 2008:

$$Nu_{ext} = 0.105 \cdot Re^{0.646} \cdot Pr^{1/3}$$

Donde:

- Pr es el número de Prandtl del aire y se calcula mediante la siguiente relación:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

Donde:

- Cp es el calor específico del aire y tiene un valor de $1004 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$.
- K es la conductividad térmica del aire y tiene un valor de $0.023 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- μ es la viscosidad dinámica del aire y tiene un valor de $184.6 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$.

Por tanto el número de Prandtl tiene el siguiente valor:

$$Pr = \frac{184.6 \cdot 10^{-7} \cdot 1004}{0.023} = 0.806$$



- Re es el número de Reynolds y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{viento} \cdot L}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del aire y tiene un valor de $1.18 \frac{Kg}{m^3}$.
- μ es la viscosidad del aire cuyo valor es $184.6 \cdot 10^{-7} \frac{N \cdot s}{m^2}$.
- L es la longitud del colector paralela a la dirección del viento, 1.066 m.
- V_{viento} es la velocidad del viento media de cada mes [m/s].

En la siguiente tabla se representan los valores mensuales obtenidos con las expresiones anteriores.

Mes	V_{viento} (Km/h)	Re	Pr	Nu	h_{ext} ($W / m^2 \cdot K$)	R_{conv_ext} (K/W)
Enero	12.1	2.251e5	0.806	280.303	6.048	0.079
Febrero	9.3	1.73e5	0.806	236.477	5.102	0.093
Marzo	12.1	2.251e5	0.806	280.303	6.048	0.079
Abril	13.4	2.493e5	0.806	299.405	6.46	0.074
Mayo	10.9	2.028e5	0.806	262.015	5.653	0.084
Junio	10.2	1.898e5	0.806	251.018	5.416	0.088
Julio	12.2	2.27e5	0.806	281.798	6.08	0.078
Agosto	9.4	1.749e5	0.806	238.117	5.138	0.093
Septiembre	9	1.675e5	0.806	231.521	4.995	0.095
Octubre	7.1	1.321e5	0.806	198.638	4.286	0.111
Noviembre	11.6	2.158e5	0.806	272.765	5.885	0.081
Diciembre	13.5	2.512e5	0.806	300.846	6.491	0.073



4.2.3. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL CRISTAL

La resistencia térmica de conducción se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_{cond_cristal} = \frac{e_{cristal}}{K_{cristal} \cdot A_{cristal}}$$

Donde:

- $e_{cristal}$ es el espesor del cristal y tiene un valor de 3.2 mm .
- $K_{cristal}$ es la conductividad térmica del cristal y tiene un valor de $1.05 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- $A_{cristal}$ es la superficie de cristal y tiene un valor de 2.1 m^2 .

Sustituyendo los valores en la ecuación se obtiene el siguiente valor para la resistencia de conducción a través del cristal:

$$R_{cond_cristal} = \frac{0.0032 \text{ m}}{1.05 \text{ W/m} \cdot \text{K} \cdot 2.1 \text{ m}^2} = 1.45 \cdot 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

4.2.4. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN NATURAL EN EL AIRE ENTRE EL ABSORBEDOR Y EL CRISTAL

La expresión utilizada para el cálculo de la resistencia térmica de convección es la siguiente:

$$R_{conv_int} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{cristal}}$$

Donde:

- $A_{cristal}$ es el área de transferencia de calor y tiene un valor de 2.1 m^2 .
- h_{int} es el coeficiente de convección y se calcula mediante la siguiente expresión:



$$h_{\text{int}} = \frac{K \cdot Nu_{\text{int}}}{L}$$

Donde:

- K es la conductividad térmica del aire y tiene un valor de $0.023 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- L es la longitud paralela a la dirección del viento y tiene un valor de 1.066 m.
- Nu_{ext} es el número de Nusselt para convección interior, su expresión está tomada del artículo Rodríguez, 2008:

$$Nu_{\text{int}} = 4.328 \cdot 10^{-10} \cdot Ra^2 - 1.478 \cdot 10^{-6} \cdot Ra + 1.001$$

Donde:

- Ra es el número de Rayleigh y se calcula de la siguiente forma:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{placa}} - T_{\text{cristal}}) \cdot l^3}{\alpha \cdot \nu}$$

Donde:

- l es la distancia entre las placas y tiene un valor de 20 mm.
- T_{placa} es la temperatura de la placa que se estima igual a la temperatura de salida de los colectores más 10 K al tener una temperatura mayor:

$$T_{\text{placa}} = T_{\text{co}} + 10 \text{ K}$$

- T_{cristal} es la temperatura del cristal y se aproxima de la siguiente forma:

$$T_{\text{cristal}} = T_{\text{ambiente}} + 10 \text{ K}$$

- β es el coeficiente de pasividad térmica y se obtiene de la siguiente expresión:



$$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{\left(\frac{T_{placa} + T_{cristal}}{2}\right)}$$

En la siguiente tabla se representan los valores mensuales obtenidos mediante las expresiones anteriores.

Mes	T_{placa} (K)	$T_{cristal}$ (K)	β (1/K)	Ra	Nu_{int}	h_{int}	R_{conv_int}
Enero	316.408	291.5	3.29e-3	1.796e4	1.114	0.024	19.812
Febrero	324.665	293.3	3.236e-3	2.224e4	1.182	0.026	18.668
Marzo	335.224	295.7	3.17e-3	2.745e4	1.287	0.028	17.154
Abril	344.851	297.5	3.114e-3	3.23e4	1.405	0.03	15.71
Mayo	351.26	301	3.066e-3	3.377e4	1.445	0.031	15.278
Junio	358.631	305.5	3.011e-3	3.506e4	1.481	0.032	14.901
Julio	365.278	308.7	2.967e-3	3.679e4	1.532	0.033	14.403
Agosto	364.069	308.2	2.975e-3	3.642e4	1.521	0.033	14.509
Septiembre	355.147	305.6	3.027e-3	3.286e4	1.42	0.031	15.545
Octubre	339.726	300.4	3.124e-3	2.692e4	1.275	0.028	17.312
Noviembre	328.332	295.5	3.206e-3	2.306e4	1.197	0.026	18.436
Diciembre	318.736	292.6	3.272e-3	1.873e4	1.125	0.024	19.614

4.2.5. RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN DEL AIRE ENTRE EL ABSORBEDOR Y EL CRISTAL

Para el cálculo de la resistencia térmica de radiación se utiliza la siguiente expresión, tomada del artículo Rodríguez, 2008:

$$R_{rad_int} = \frac{\varepsilon_{cristal} + \varepsilon_{placa} - \varepsilon_{cristal}\varepsilon_{placa}}{\varepsilon_{cristal}\varepsilon_{placa} \cdot \sigma \cdot A_{cristal} \cdot (T_{cristal}^2 + T_{placa}^2) \cdot (T_{cristal} + T_{placa})}$$

Donde:

- $\varepsilon_{cristal}$ es la emisividad del cristal y tiene un valor según las especificaciones de 0.1.
- ε_{placa} es la emisividad de la placa y tiene un valor según las especificaciones de 0.1.
- σ es la constante de Stefan-Boltzman y es igual a $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$.



- $A_{cristal}$ es la superficie del cristal y tiene un valor de 2.1 m^2 .
- $T_{cristal}$ es la temperatura del cristal su valor se toma de la correlación siguiente:

$$T_{cielo} = T_{ambiente} + 10$$

- T_{placa} es la temperatura de la placa que se toma igual a:

$$T_{placa} = T_{co} + 10K$$

En la siguiente tabla se representan los valores de la temperatura del cristal, de la placa y la resistencia de radiación interior mensuales.

Mes	$T_{cristal}$ (K)	T_{placa} (K)	R_{rad_int} (K/W)
Enero	291.5	316.408	0.104
Febrero	293.3	324.665	0.103
Marzo	295.7	335.224	0.102
Abril	297.5	344.851	0.101
Mayo	301	351.26	0.099
Junio	305.5	358.631	0.097
Julio	308.7	365.278	0.096
Agosto	308.2	364.069	0.096
Septiembre	305.6	355.147	0.097
Octubre	300.4	339.726	0.1
Noviembre	295.5	328.332	0.102
Diciembre	292.6	318.736	0.103

4.2.6. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN EN LA PLACA

A la hora de determinar la resistencia de térmica de la placa absorbadora, resulta en una distribución bidimensional por lo que se ha optado por utilizar una aproximación experimental cuyo valor aparece en la ecuación siguiente, obtenido mediante un balance de energía entre la temperatura media de la placa y la temperatura media del fluido que circula por los tubos, se obtiene un valor de:

$$R_{cond_placaabs} = 0.012 \frac{K}{W}$$



4.2.7. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN EN EL TUBO DE COBRE

Cada placa contiene 7 tubos de cobre, distribuidos equiespaciadamente, formando una parrilla.

La resistencia térmica de conducción en los tubos de cobre se calcula teniendo en cuenta la geometría cilíndrica de los mismos mediante la siguiente expresión:

$$R_{cond_tub} = \frac{1}{7tubos} \frac{\ln\left(\frac{D_{ext_tub}}{D_{int_tub}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{tubo} \cdot L_{tubo}}$$

Donde:

- D_{ext_tub} es el diámetro exterior de los tubos de cobre y tiene un valor de 12 mm.
- D_{int_tub} es el diámetro interior de los tubos de cobre y tiene un valor de 10 mm.
- K_{tubo} es la conductividad térmica del cobre y tiene un valor de $389.6 \frac{W}{m \cdot K}$.
- L_{tubo} es la longitud de cada tubo y tiene un valor de 1.066 m.

Sustituyendo los valores en la expresión la resistencia térmica tiene un valor de:

$$R_{cond_tub} = \frac{1}{7tubos} \frac{\ln\left(\frac{12}{10}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 389.6 \cdot 1.066} = 9.98 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$

4.2.8. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN EN EL FLUIDO DE LOS TUBOS

Para el cálculo de la resistencia térmica de convección en el interior de los tubos se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{conv_tub} = \frac{1}{h_{fluido} \cdot A_{int}}$$



Donde:

- A_{int} es el área de transferencia de calor del interior del tubo, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$A_{\text{int}} = 7 \text{ tubos} \cdot (\pi \cdot D_{\text{int_tub}} \cdot L_{\text{tubo}}) = 7 \cdot (\pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 1.066) = 0.234 \text{ m}^2$$

- h_{fluido} es el coeficiente de convección entre el fluido y el tubo, se calcula mediante el siguiente procedimiento:

$$h_{\text{fluido}} = \frac{K_{\text{fluido}} \cdot Nu_{\text{fluido}}}{D_{\text{int_tub}}}$$

Donde:

- K_{fluido} es la conductividad térmica del fluido interior y tiene un valor de $0.46 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- Nu_{fluido} es el número de Nusselt del fluido interior y se calcula mediante la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu_{\text{ext}} = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$

Donde:

- Re es el número de Reynolds y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{\text{fluido}} \cdot D_{\text{int_tub}}}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del fluido y tiene un valor de 1030 Kg/m^3 .
- μ es la viscosidad del fluido interior y tiene un valor de $0.01 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$.



- V_{fluido} es la velocidad el fluido a través de los tubos y tiene un valor de:

$$V_{fluido} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \frac{D_{int_tub}^2}{4}}$$

Donde:

- \dot{m} es el gasto másico que circula por el interior de los tubos.

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \cdot A = \frac{1}{60} \frac{l}{hr \cdot m^2} \cdot 2.1 m^2 \cdot 1030 \frac{Kg}{m^3} \frac{1hr}{3600 s} = 0.01 \frac{Kg}{s}$$

Por tanto queda una velocidad de:

$$V_{fluido} = \frac{0.01 \frac{Kg}{s}}{1030 \frac{Kg}{m^3} \cdot \pi \cdot \frac{(10 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 0.124 m/s$$

- D_{int_tub} es el diámetro interior de la tubería y tiene un valor de 10 mm.

Sustituyendo en la expresión se tiene un valor de:

$$Re = \frac{1030 Kg/m^3 \cdot 0.124 m/s \cdot 10 \cdot 10^{-3} m}{0.01 N \cdot s/m^2} = 127.72$$

- Pr es el número Prandtl y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

Donde:

- Cp es el calor específico del fluido y tiene un valor de $3900 J/Kg \cdot K$.



- K es la conductividad térmica de fluido y tiene un valor de $0.46 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$.

Por tanto el número de Prandtl tiene el siguiente valor:

$$\text{Pr} = \frac{0.01 \cdot 3900}{0.46} = 84.7$$

El número de Nusselt tiene un valor de:

$$\text{Nu}_{ext} = 0.023 \cdot (127.72)^{4/5} \cdot (84.7)^{0.4} = 6.57$$

Con el número de Nusselt ya es posible calcular el coeficiente de convección interior de los tubos:

$$h_{fluido} = \frac{0.46 \cdot 6.57}{10 \cdot 10^{-3}} = 302.44 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Con el coeficiente de convección calculado la resistencia térmica de convección del fluido interior de los tubos queda:

$$R_{conv_tub} = \frac{1}{302.44 \cdot 0.234} = 0.0141 \text{ K} / \text{W}$$

4.2.9. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN EN EL AISLANTE

Para el cálculo de la resistencia térmica del aislante se utiliza la siguiente expresión de transferencia por conducción:

$$R_{cond_ais} = \frac{e_{ais}}{K_{ais} \cdot A_{ais}}$$

Donde:

- e_{ais} es el espesor de aislamiento y tiene un valor de 40 mm .
- A_{ais} es la superficie de transferencia de calor y vale 2.1 m^2 .
- K_{ais} es la conductividad térmica de la lana de roca cuyo valor es $0.036 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$.



Por tanto la resistencia tiene un valor de:

$$R_{cond_ais} = \frac{40 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0.036 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} \cdot 2.1 \text{ m}^2} = 0.529 \text{ K} / \text{W}$$

4.2.10. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN EN LA CAJA

Para el cálculo de la resistencia térmica en la caja se utiliza la siguiente expresión referida a la transferencia de calor por conducción:

$$R_{cond_caja} = \frac{e_{caja}}{K_{caja} \cdot A_{caja}}$$

Donde:

- e_{caja} es el espesor de aislamiento y tiene un valor de 10 mm .
- A_{ais} es la superficie de transferencia de calor y vale 2.1 m^2 .
- K_{ais} es la conductividad térmica del aluminio anodizado cuyo valor es $237 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$.

Por tanto la resistencia tiene un valor de:

$$R_{cond_caja} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{237 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K} \cdot 2.1 \text{ m}^2} = 2.01 \cdot 10^{-5} \text{ K} / \text{W}$$

4.2.11. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA ENTRE LA PARTE TRASERA Y EL EXTERIOR

Para el cálculo de la resistencia térmica de convección en la parte trasera se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{conv_ext_tras} = \frac{1}{h_{ext_tras} \cdot A_{cristal}}$$



Donde:

- $A_{cristal}$ es el área de transferencia de calor del cristal, tiene un valor de 2.1 m^2 .
- h_{ext_tras} es el coeficiente de convección entre el viento y la parte trasera del colector, se calcula mediante el siguiente procedimiento:

$$h_{ext_tras} = \frac{K_{aire} \cdot Nu_{ext_tras}}{L}$$

Donde:

- K_{aire} es la conductividad térmica del aire y tiene un valor de $0.023 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.
- L es la longitud paralela a la dirección del viento y tiene un valor de 1.066 m .
- Nu_{ext_tras} es el número de Nusselt para flujo exterior paralelo y se calcula de la siguiente forma, tomada del artículo Rodríguez, 2008:

$$Nu_{ext_tras} = 8.948 \cdot Re^{0.385} \cdot Pr^{1/3}$$

Donde:

- Re es el número de Reynolds y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{viento} \cdot L}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del aire 1.18 kg/m^3 .
- μ es la viscosidad del aire $184.6 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$.
- V_{viento} es la velocidad del viento en $[\text{m/s}]$.
- Pr es el número Prandtl y se calcula mediante la siguiente expresión:



$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

Donde:

- Cp es el calor específico del aire y tiene un valor de $1004 \text{ J / Kg} \cdot \text{K}$.
- K es la conductividad térmica del aire y tiene un valor de $0.023 \text{ W / m} \cdot \text{K}$.
- μ es la viscosidad dinámica del aire y tiene un valor de $0.01846 \cdot 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$.

Por tanto el número de Prandtl tiene el siguiente valor:

$$Pr = \frac{184.6 \cdot 10^{-7} \cdot 1004}{0.023} = 0.806$$

Sustituyendo los valores en las expresiones anteriores se obtienen los valores mensuales representados en la siguiente tabla

Mes	V_{viento} (Km/h)	Re	Pr	Nu	h_{ext} ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)	$R_{convext}$ (K/W)
Enero	12.1	2.251e5	0.806	957.572	20.661	0.023
Febrero	9.3	1.73e5	0.806	865.297	18.67	0.026
Marzo	12.1	2.251e5	0.806	957.572	20.661	0.023
Abril	13.4	2.493e5	0.806	995.943	21.488	0.022
Mayo	10.9	2.028e5	0.806	919.831	19.846	0.024
Junio	10.2	1.898e5	0.806	896.623	19.346	0.025
Julio	12.2	2.27e5	0.806	960.611	20.726	0.023
Agosto	9.4	1.749e5	0.806	868.867	18.747	0.025
Septiembre	9	1.675e5	0.806	854.442	18.435	0.026
Octubre	7.1	1.321e5	0.806	779.89	16.827	0.028
Noviembre	11.6	2.158e5	0.806	942.14	20.328	0.023
Diciembre	13.5	2.512e5	0.806	998.798	21.55	0.022



4.2.12. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS REALES DEL COLECTOR

Las pérdidas reales en el colector se producen por dos vías, por la rama superior y la rama inferior. A partir de la temperatura en el absorbedor del captador, a continuación se detalla el cálculo de ambas:

- Las pérdidas en la rama superior son las siguientes:

$$Q_{\text{perdidas_rama_sup}} = \frac{T_{\text{cristal}} - T_{\text{cielo}}}{R_{\text{rad_ext}}} + \frac{T_{\text{cristal}} - T_{\text{cielo}}}{R_{\text{conv_ext}}}$$

En la siguiente tabla se detallan los resultados mes a mes.

Mes	$Q_{\text{perdidas_rama_superior}} \text{ (W)}$
Enero	152.13
Febrero	132.31
Marzo	152.20
Abril	160.85
Mayo	143.84
Junio	138.64
Julio	152.33
Agosto	132.58
Septiembre	129.80
Octubre	115.14
Noviembre	148.78
Diciembre	161.47

- Las pérdidas en la rama inferior son:

$$Q_{\text{perdidas_rama_inf}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{amb}}}{R_{\text{cond_ais}} + R_{\text{cond_caja}} + R_{\text{conv_ext}}}$$



En la siguiente tabla se expresan los resultados mensuales.

Mes	$Q_{perdidas_rama_inferior} (W)$
Enero	63.23
Febrero	74.59
Marzo	89.70
Abril	104.05
Mayo	108.96
Junio	114.03
Julio	120.61
Agosto	118.80
Septiembre	107.32
Octubre	88.50
Noviembre	77.53
Diciembre	65.56

Por tanto las pérdidas totales en el colector se obtienen de la suma de las pérdidas en la rama superior e inferior, en la siguiente tabla se dan los resultados mensuales.

Mes	$Q_{perdidas\ tot} (W)$
Enero	215.36
Febrero	206.91
Marzo	241.90
Abril	264.90
Mayo	252.80
Junio	252.67
Julio	272.95
Agosto	251.39
Septiembre	237.12
Octubre	203.64
Noviembre	226.31
Diciembre	227.03

- El calor mensual que atraviesa la rama útil son:

$$Q_{rama_util} = \frac{T_{placa} - T_{fluido\ caloportador}}{R_{cond_placa} + R_{cond_tubo} + R_{conv_tubo}}$$



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN
DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE
28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento
de Ingeniería
Térmica y de
Fluidos

A continuación se detalla el calor real que le llega al fluido que atraviesa los colectores, los datos son mensuales.

Mes	Q_{rama_util} (W)
Enero	382.99
Febrero	382.99
Marzo	382.99
Abril	382.99
Mayo	382.99
Junio	382.99
Julio	382.99
Agosto	382.99
Septiembre	382.99
Octubre	382.99
Noviembre	382.99
Diciembre	382.99



CAPÍTULO 5

DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN



5.1. SISTEMAS QUE INTEGRAN LA INSTALACIÓN

La instalación que se diseña en este proyecto esta compuesta por diferentes sistemas conectados entre si, dichos sistemas se pueden clasificar de la siguiente forma:

- Sistema de captación, formado principalmente por los colectores, encargados de captar la energía solar y transferirla a un fluido que discurre a su través.
- Sistemas de intercambio, formados por los intercambiadores de calor, que transfieren la energía entre diferentes circuitos.
- Sistemas de acumulación, sistemas encargados de almacenar la energía térmica acumulada en el fluido, mediante tanques de acumulación. Este sistema se hace necesario, debido a la descoordinación que se produce entre la energía del sol y la demanda.
- Sistema de circulación, formado por los diferentes elementos que permiten que el fluido circule por los diferentes sistemas, como las tuberías y las bombas.
- Sistema auxiliar, formado por los aparatos convencionales, necesarios para cubrir la totalidad de la demanda.

A su vez la instalación esta formada por tres circuitos, estos circuitos son:

- Circuito primario, en el que el fluido de trabajo capta la energía térmica solar y la lleva al intercambiador que transfiere esta energía al circuito secundario.
- Circuito secundario, encargado de almacenar la energía captada en los colectores.
- Circuito terciario, encargado de suministrar dicha energía al consumo.

5.2. COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN

5.2.1. COLECTOR SOLAR

El colector utilizado en esta instalación es plano y con cubierta, como se ha indicado anteriormente.

El colector es el encargado de transformar la energía solar en energía térmica y transferirla a un fluido caloportador.

El conexionado de los colectores puede ser de dos tipos:

- Paralelo, es la forma más utilizada, ya que aumenta el rendimiento del colector. Los inconvenientes son que la longitud de tuberías aumenta, que la temperatura que



alcanza el fluido es menor que la obtenida mediante la conexión en serie. El número de colectores que es posible conectar en paralelo está limitado por el fabricante.

- Serie, es un conexionado menos utilizado. Permite el uso de menos tuberías y aumenta la temperatura del fluido. Uno de sus inconvenientes es que se consigue menor rendimiento, debido a las altas temperaturas alcanzadas, muy superiores a la temperatura ambiente.

También es posible la combinación de ambas conexiones, reduciendo así los inconvenientes de ambas.

5.2.2. FLUIDO CALOPORTADOR

El fluido caloportador que circula por los colectores es una mezcla de agua y anticongelante.

Los anticongelantes son compuestos que se añaden a los líquidos para reducir su punto de solidificación, logrando de esta forma que la mezcla resultante se congele a una temperatura más baja. Otra aplicación es inhibir la corrosión de los sistemas de refrigeración que a menudo contienen una gama de metales electroquímicamente incompatibles.

El tipo de anticongelante que se utiliza en esta instalación es del grupo propilenoglicol.

El propilenoglicol (más llamado "propilenglicol"), es considerablemente menos tóxico, pudiendo llegar a etiquetarse como anticongelante no tóxico, en algunas ocasiones. El propilenglicol es generalmente considerado seguro para usos alimenticios. Sin embargo, el anticongelante basado en propilenglicol no puede considerarse seguro en caso de ingestión. Si esto sucede, debe recibirse atención por parte de los servicios médicos de emergencia.

5.2.3. TANQUES DE ACUMULACIÓN

La justificación del uso de los tanques de acumulación en este tipo de instalaciones es la descoordinación que se produce entre la captación de la energía y la demanda. Los tanques de acumulación, almacenan la energía del fluido en forma de calor para suministrarlo cuando se produzca la demanda.



Es muy importante, en los tanques de acumulación solar, el fenómeno de la estratificación del agua.

La estratificación térmica consiste en mantener un gradiente elevado de temperaturas en el sistema de acumulación. Consistente en tener el agua más caliente en la parte superior del tanque y el agua más fría en la parte baja, debido a las diferencias de densidad. El rendimiento de la instalación solar térmica depende de éste fenómeno, aumentando cuando la estratificación es mayor. A la hora de diseñar el tanque de acumulación, es muy importante tener en cuenta los movimientos internos que se producen dentro del mismo, ya que si se producen muchos, se produce el fenómeno del mezclado, disminuyendo la estratificación. También son muy importantes las vías de entrada y salida del agua en el tanque, pues también influyen en la estratificación.

5.2.4. BOMBAS

La función de las bombas en la instalación, es impulsar al fluido a ciertas alturas, para conseguir la circulación del mismo a través de las tuberías de la instalación.

5.2.5. VASOS DE EXPANSIÓN

Los vasos de expansión se utilizan en la instalación, para contrarrestar la dilatación de los fluidos con la temperatura.

Los vasos de expansión pueden ser de tipo abierto o cerrado.

- Vaso de expansión abierto, recipiente colocado en la parte más alta de la instalación, para recoger el agua sobrante, al producirse la expansión de la misma. El agua es devuelta cuando ésta se enfría y disminuye su volumen.
- Vaso de expansión cerrado, está formado por dos zonas. Estas zonas están separadas por una membrana impermeable. Cuando el agua se expande, aumentando de volumen, la membrana cede comprimiendo el aire y logrando una presión de funcionamiento estable. Este tipo de vaso produce una sobrepresión en el circuito, cuestión que debe de estar prevista para que no dañe sus componentes. Su ventaja es que puede estar en el mismo local que las calderas y por lo tanto al abrigo de las heladas.

5.2.6. MÁQUINA DE ABSORCIÓN

El sistema de refrigeración por absorción, consiste en la producción de frío, mediante un ciclo, que a diferencia del ciclo de compresión mecánica, que utiliza un compresor alimentado por electricidad, el ciclo de absorción reemplaza este compresor por un conjunto generador absorbedor. La compresión que experimenta el fluido es una compresión térmica. En el siguiente esquema, se muestra un ciclo de absorción como el de la instalación del proyecto.

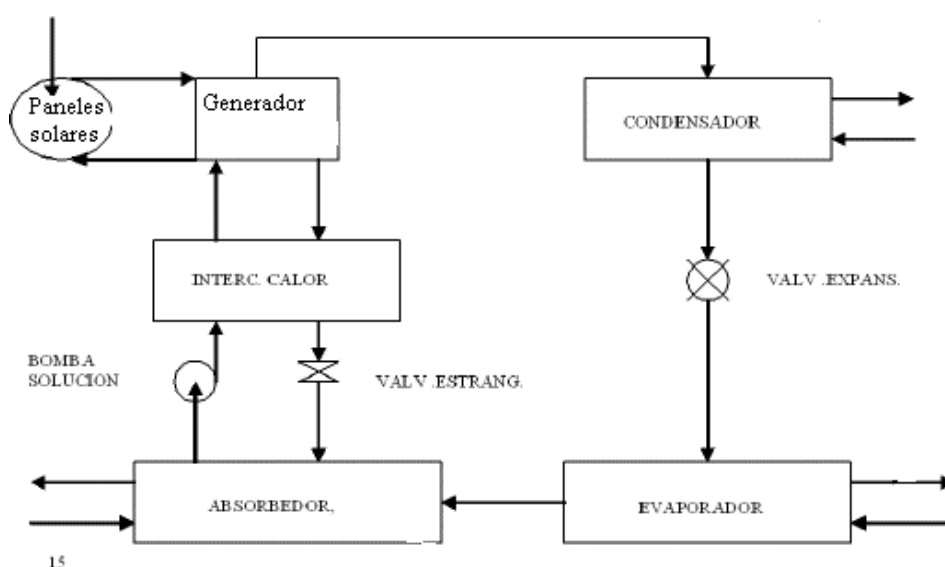


Figura 20: Esquema de absorción

(Fuente cubasolar. Ciclo de absorción)

El rendimiento, medido por el COP (coeficiente de operación), es menor que en el caso de la compresión mecánica su valor está entre 0.7 y 0.8. En un sistema de absorción la energía utilizada para el cálculo del COP es el calor aportado al generador.

El ciclo de compresión por absorción supone una de las medidas más ecológicas, para la aportación de frío en una instalación solar para la generación de climatización a partir de energía solar, siendo además una solución viable, contemplada en el CTE, a los posibles sobrecalentamientos de la instalación en los meses de verano cuando la demanda de ACS disminuye como ya se ha visto en el capítulo 3.



5.2.7. SUELO RADIANTE

Para el sistema de calefacción se hace uso de suelo radiante. Consiste en la transmisión de calor a través de tubos colocados en el interior del suelo de la vivienda. El calor es aportado por el agua procedente del acumulador térmico.

En la siguiente figura se pueden apreciar los tubos por los que circula el agua caliente.

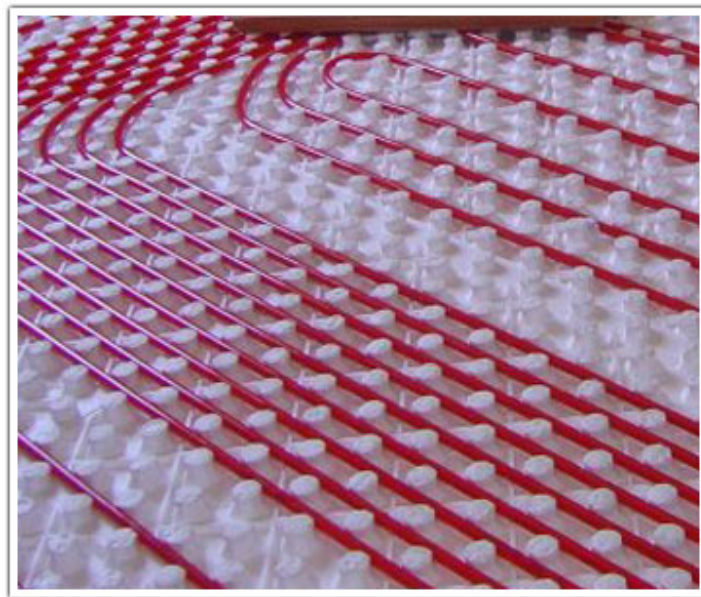


Figura 21: Redes de tuberías de un suelo radiante

(Fuente: Idrosur.net)

Este sistema tiene la ventaja de que la transferencia de calor al recinto se realiza por radiación, por lo que se puede tener en los locales habitados una temperatura seca del aire menor que con otros sistemas de calefacción, por radiadores o fancoils, lo que supone menores pérdidas de calor por los muros, techos o suelos en contacto con el exterior.

La temperatura superficial del suelo debe de ser moderada por lo que la temperatura del agua que las recorre también. Esa temperatura baja se ve compensada por una mayor superficie de intercambio.



5.2.8. CÁLCULO DE PÉRDIDAS TÉRMICAS EN LAS TUBERIAS

En este apartado se realiza el cálculo térmico de las pérdidas a través de las tuberías, ya que éstas son de gran importancia a la hora de la realización del diseño.

Las tuberías seleccionadas para el proyecto son de la empresa Tubocobre S.A., se han tomado tuberías de tipo L, por ajustarse de forma eficiente a las condiciones de diseño. Estas tuberías están fabricadas bajo la Norma ASTM B88.

Los diámetros de las tuberías, dados por el fabricante, son los siguientes:

- El diámetro exterior de las tuberías es 28.575 mm.
- El diámetro interior de las tuberías es 27.305 mm.

Según estos datos en el RITE se especifican los espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios.

Diámetro exterior (mm)				Temperatura máxima del fluido (°C)		
				40...60	> 60...100	> 100...180
	D	≤	35	35	35	40
35	<	D	≤ 60	40	40	50
60	<	D	≤ 90	40	40	50
90	<	D	≤ 140	40	50	60
140	<	D		45	50	60

(Fuente: RITE)

Como las tuberías del proyecto tienen diámetros inferiores a 35 mm y la temperatura de trabajo supera los 60 °C, el RITE indica que se debe tener un espesor mínimo de aislamiento de 35 mm.

Por tanto el diámetro interior del aislamiento es 28.575 mm y el espesor del mismo es 35 mm, por lo tanto queda un diámetro exterior de 98.575 mm.

La longitud de tuberías necesaria expuesta al exterior es de 252.43 m.

El circuito térmico de la tubería es el representado en la siguiente figura.

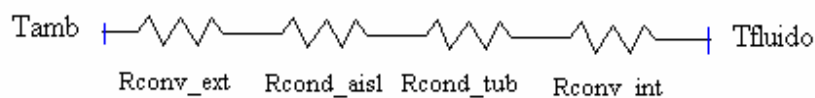


Figura 22: Circuito térmico

A continuación se calculan las 4 resistencias que componen el circuito térmico:

5.2.8.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR

Para el cálculo de la resistencia de convección exterior se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{conv_ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext_ais}}$$

Donde:

- A_{ext_ais} es el área exterior del aislante y tiene un valor de:

$$A_{ext_ais} = \pi \cdot 0.098575 \cdot 447.89 = 138.7 m^2$$

- h_{ext} es el coeficiente de convección exterior y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_{ext} = \frac{K_{aire} \cdot Nu_{ext}}{D_{ext_ais}}$$

Donde:

- Nu_{ext} es el número de Nusselt exterior y se calcula mediante la siguiente relación del artículo Rodríguez 2008:

$$Nu_{ext} = 0.105 \cdot Re^{0.464} \cdot Pr^{1/3}$$

Donde:

- Pr es el número de Prandtl del aire exterior y se calcula mediante la siguiente expresión:



$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

Donde:

- Cp es el calor específico del aire y tiene un valor de $1004 J / Kg \cdot K$.
- K es la conductividad térmica del aire y tiene un valor de $0.023 W / m \cdot K$.
- μ es la viscosidad dinámica del aire y tiene un valor de $184.6 \cdot 10^{-7} N \cdot s / m^2$.

Por tanto el número de Prandtl tiene el siguiente valor:

$$Pr = \frac{184.6 \cdot 10^{-7} \cdot 1004}{0.023} = 0.806$$

- Re es el número de Reynolds y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{viento} \cdot D_{ext}}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del aire y tiene un valor de $1.18 Kg / m^3$.
- μ es la viscosidad del aire y tiene un valor de $184.6 \cdot 10^{-7} N \cdot s / m^2$.
- D_{ext} es el diámetro exterior de aislante [m].
- V_{viento} es la velocidad del viento media de cada mes [m/s].

Por tanto la resistencia de convección exterior, en función del valor de la velocidad de viento mensual, tiene los siguientes valores.



Mes	V_{viento} (m/s)	Re	Nu_{ext}	h_{ext}	R_{conv_ext} (K/W)
Enero	3.361	2.082e4	60.21	14.049	5.132e-4
Febrero	2.583	1.6e4	50.796	11.852	6.083e-4
Marzo	3.361	2.082e4	60.21	14.049	5.132e-4
Abril	3.722	2.306e4	64.313	15.006	4.805e-4
Mayo	3.028	1.876e4	56.282	13.132	5.49e-4
Junio	2.833	1.755e4	53.92	12.581	5.731e-4
Julio	3.389	2.099e4	60.531	14.123	5.105e-4
Agosto	2.611	1.617e4	51.148	11.934	6.041e-4
Septiembre	2.5	1.549e4	49.732	11.604	6.213e-4
Octubre	1.972	1.222e4	42.668	9.956	7.242e-4
Noviembre	3.222	1.996e4	58.591	13.671	5.274e-4
Diciembre	3.75	2.323e4	64.623	15.078	4.782e-4

5.2.8.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE CONDUCCIÓN EN EL AISLANTE

El cálculo de la resistencia térmica de conducción a través del aislante se obtiene de la siguiente expresión:

$$R_{cond_aisl} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext_ais}}{D_{ext_tub}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{ais} \cdot L_{tub}}$$

Donde:

- D_{ext_ais} es el diámetro exterior del aislante [m].
- D_{ext_tub} es el diámetro exterior de la tubería [m].
- K_{ais} es la conductividad térmica del aislante, tiene un valor de $0.037 W / mK$.
- L_{tub} es la longitud de la tubería [m].

Por tanto el valor de la resistencia de conducción del aislante es igual para cada mes y tiene el siguiente valor:

$$R_{cond_aisl} = \frac{\ln\left(\frac{98.575}{28.575}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.037 \cdot 252.43} = 0.0211 K / W$$



5.2.8.3. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN EN LA TUBERÍA

Para calcular la resistencia térmica de conducción en la tubería se utiliza la misma expresión anterior pero con los diámetros interiores y exteriores de la tubería:

$$R_{cond_tub} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext_tub}}{D_{int_tub}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{tub} \cdot L_{tub}}$$

Donde:

- D_{int_tub} es el diámetro interior de la tubería [m].
- D_{ext_tub} es el diámetro exterior de la tubería [m].
- K_{cu} es la conductividad térmica del cobre, tiene un valor de $389.6 \frac{W}{m \cdot K}$.
- L_{tub} es la longitud de la tubería [m].

Por tanto, sustituyendo los valores en la ecuación, el valor de la resistencia de conducción en la tubería es el siguiente:

$$R_{cond_tub} = \frac{\ln\left(\frac{28.575}{27.305}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 389.6 \cdot 252.43} = 7.35 \cdot 10^{-8} K / W$$

5.2.8.4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA INTERIOR

La resistencia térmica de convección forzada del interior de las tuberías se calcula mediante la siguiente relación:

$$R_{conv_int} = \frac{1}{h_{fluido} \cdot A_{int}}$$

Donde:

- A_{int} es el área interior de transferencia de calor por convección y tiene el siguiente valor:



$$A_{\text{int}} = \pi \cdot D_{\text{int_tub}} \cdot L_{\text{tub}} = \pi \cdot 0.027305 \cdot 447.89 = 38.42 \text{ m}^2$$

- h_{fluido} es el coeficiente de convección interior y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_{\text{fluido}} = \frac{K_{\text{fluido}} \cdot Nu_{\text{fluido}}}{D_{\text{int_tub}}}$$

Donde:

- K_{fluido} es la conductividad térmica del fluido interior y tiene un valor de $0.46 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$.
- Nu_{fluido} es el número de Nusselt del fluido interior y se calcula mediante la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu_{\text{ext}} = 0.023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0.4}$$

Donde:

- Re es el número de Reynolds y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V_{\text{fluido}} \cdot D_{\text{int_tub}}}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del fluido y tiene un valor de $1030 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$.
- μ es la viscosidad del fluido interior y tiene un valor de $0.01 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$.
- V_{fluido} es la velocidad el fluido a través de los tubos y tiene un valor de:

$$V_{\text{fluido}} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \frac{D_{\text{int_tub}}^2}{4}}$$



Donde:

- \dot{m} es el gasto másico que circula por el interior de los tubos es la demanda de gasto másico, igual a:

$$\dot{m} = 0.116 \frac{Kg}{s}$$

Por tanto queda una velocidad de:

$$V_{fluido} = \frac{0.116 \frac{Kg}{s}}{1030 \frac{Kg}{m^3} \cdot \pi \cdot \frac{(0.027305)^2}{4}} = 0.192 m/s$$

- D_{int_tub} es el diámetro interior de la tubería y tiene un valor de 10 mm.

Sustituyendo en la expresión se tiene un valor de:

$$Re = \frac{1030 Kg/m^3 \cdot 0.192 m/s \cdot 0.027305 m}{0.01 N \cdot s/m^2} = 540.91$$

- Pr es el número Prandtl y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

Donde:

- Cp es el calor específico del fluido y tiene un valor de $3900 J/Kg \cdot K$.
- K es la conductividad térmica de fluido y tiene un valor de $0.46 W/m \cdot K$.

Por tanto el número de Prandtl tiene el siguiente valor:

$$Pr = \frac{0.01 \cdot 3900}{0.46} = 84.7$$



El número de Nusselt tiene un valor de:

$$Nu_{ext} = 0.023 \cdot (540.91)^{4/5} \cdot (84.7)^{0.4} = 20.86$$

Con el número de Nusselt ya es posible calcular el coeficiente de convección interior de los tubos:

$$h_{fluido} = \frac{0.46 \cdot 20.86}{0.027305} = 351.42 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Con el coeficiente de convección calculado la resistencia térmica de convección del fluido interior de los tubos queda:

$$R_{conv_int} = \frac{1}{351.42 \cdot 38.42} = 7.406 \cdot 10^{-5} \text{ K / W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor de las tuberías se calcula mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\sum R_t}$$

Donde R_t son todas las resistencias térmicas sumadas en serie de las tuberías, su valor mensual tiene el siguiente valor:

Mes	$\frac{1}{\sum R_t} \text{ (W/K)}$
Enero	46.11
Febrero	45.90
Marzo	46.11
Abril	46.17
Mayo	46.03
Junio	45.98
Julio	46.11
Agosto	45.91
Septiembre	45.88
Octubre	45.66
Noviembre	46.08
Diciembre	46.18



CAPÍTULO 6

PREDIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN ACS

6.1. INTRODUCCIÓN

Previamente al diseño específico de la instalación solar, es necesario realizar un predimensionado de la misma. Con este estudio, se realiza un cálculo previo, para estimar el número de colectores solares necesarios para cubrir la demanda de ACS que declara el Código Técnico de la Edificación, en función de la localización de la instalación.

La instalación atiende la demanda de agua caliente sanitaria de 28 viviendas unifamiliares, distribuidas en cuatro bloques de 7 viviendas cada uno.

En el predimensionado previo se hace uso de valores medios anuales para realizar una primera aproximación.

6.2. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN

En la siguiente figura se representa un esquema de la instalación que atiende la demanda de ACS de las viviendas.

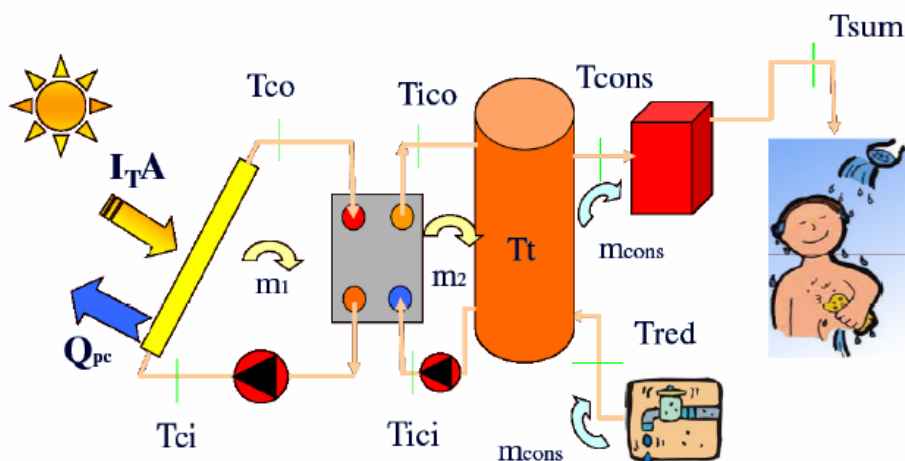


Figura 23: Instalación para la producción de agua caliente sanitaria

La instalación está formada por dos circuitos divididos por un intercambiador de calor. En el circuito primario se encuentran los colectores solares y las bombas que impulsan el agua hacia ellos. En el circuito secundario se tiene un tanque de acumulación, el cual está estratificado y un intercambiador de calor por los cuales circula un caudal m_2 .

El tercer circuito es el circuito de consumo, en el cual se coloca una caldera auxiliar para poder satisfacer la totalidad de la demanda.



Para el cálculo de la superficie necesaria de captación para la instalación, se plantea un sistema de 7 ecuaciones con 7 incógnitas, realizando para ello el balance de energía en los diferentes elementos de la instalación para la producción de ACS.

➤ Datos de partida:

- Radiación sobre el plano horizontal.
- Resistencias térmicas del colector.
- Eficiencia del intercambiador de calor (ϵ_{ic}).
- Caudal de consumo (m_{cons}).
- Temperatura de red (T_{red}).
- Temperatura ambiente (T_o).
- Densidad de los fluidos ($\rho_{agua-glicol}$, ρ_{agua}).
- Calor específico de los fluidos ($Cp_{agua-glicol}$, Cp_{agua}).
- Temperatura de suministro (T_{sum}).

➤ Parámetros variables:

- Caudal del circuito primario (m_1).
- Caudal del circuito secundario (m_2).

➤ Incógnitas:

- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci}).
- Temperatura de salida a colectores (T_{co}).
- Temperatura de entrada al tanque (T_{ici}).
- Temperatura de salida al tanque (T_{ico}).
- Temperatura de consumo (T_{cons}).
- Temperatura media del tanque (T_t).
- Área de colectores (A_c).



6.3. DATOS DE PARTIDA

6.3.1. RADIACIÓN SOBRE EL PLANO HORIZONTAL

La radiación en el plano horizontal medida para la ciudad de Badajoz es la siguiente.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Media Anual
$\frac{I}{W}$ ($\frac{m^2 \cdot día}{m^2 \cdot día}$)	213	289	395	514	600	676	711	653	520	355	269	217	451

(Fuente: CENSOLAR)

En los cálculos necesarios para realizar el predimensionado se necesita calcular la radiación en el plano inclinado de los colectores.

La colocación de los captadores se realiza sobre la cubierta de los edificios, aprovechando las cubiertas orientadas al sur. La inclinación de las cubiertas es de 30° sobre la horizontal.

La radiación que recibe un plano inclinado sobre la horizontal es diferente que la recibida en un plano inclinado. Existen factores que miden la desviación de este valor en función del ángulo de inclinación.

Las desviaciones que se producen dependen de:

- Ángulo de inclinación de los paneles β con la horizontal.

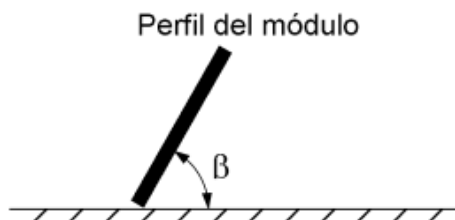


Figura 24: Panel con ángulo de inclinación β

(Fuente: Pliego de Condiciones Técnicas)



- Ángulo de azimut α , definido como el ángulo entre la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie del captador y el meridiano del lugar. 0° para paneles orientados al sur y 90° para paneles orientados al norte, siempre refiriéndonos al hemisferio norte.

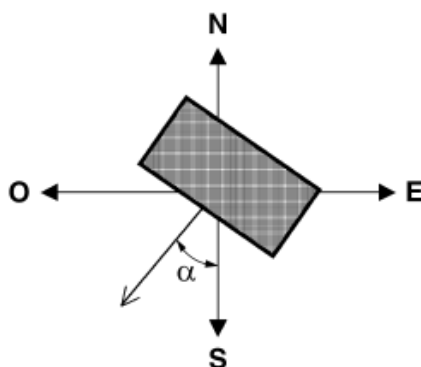


Figura 25: Representación del ángulo azimut

(Fuente: Pliego de Condiciones Técnicas)

Existe un factor de corrección k , que representa la relación entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el sur, en caso del hemisferio norte, e inclinada un determinado ángulo, y otra horizontal.

Para el caso de los paneles de la instalación el ángulo de inclinación es $\beta = 30^\circ$, ya que los colectores están pegados al tejado.

El ángulo azimut es $\alpha = 0^\circ$ ya que se orientan los paneles al sur para una mayor captación y eficiencia de la instalación.

En la siguiente figura se representan algunos valores del factor de corrección para la latitud de la ciudad de Badajoz, cuyo valor es de 39° , en función de la inclinación.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

LATITUD = 39°

Incli.	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1,07	1,06	1,04	1,03	1,02	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,09	1,08
10	1,14	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1,03	1,06	1,1	1,14	1,17	1,16
15	1,19	1,16	1,11	1,07	1,03	1,02	1,03	1,07	1,13	1,2	1,24	1,23
20	1,25	1,2	1,14	1,07	1,03	1,01	1,03	1,08	1,16	1,25	1,31	1,29
25	1,29	1,23	1,15	1,07	1,02	1	1,02	1,08	1,18	1,29	1,36	1,35
30	1,33	1,25	1,16	1,07	1	0,97	1	1,08	1,19	1,33	1,41	1,4
35	1,35	1,27	1,16	1,05	0,97	0,94	0,98	1,06	1,2	1,35	1,45	1,43
40	1,37	1,27	1,15	1,03	0,94	0,91	0,94	1,04	1,19	1,37	1,48	1,46
45	1,38	1,27	1,14	1	0,9	0,87	0,9	1,01	1,18	1,37	1,5	1,48
50	1,39	1,26	1,12	0,97	0,86	0,82	0,86	0,98	1,16	1,37	1,51	1,5
55	1,38	1,25	1,09	0,93	0,81	0,77	0,81	0,94	1,13	1,36	1,51	1,5
60	1,37	1,22	1,05	0,88	0,75	0,71	0,75	0,89	1,1	1,34	1,51	1,49
65	1,35	1,19	1,01	0,83	0,69	0,65	0,69	0,83	1,05	1,31	1,49	1,47
70	1,32	1,15	0,96	0,77	0,63	0,58	0,63	0,77	1	1,27	1,46	1,45
75	1,28	1,11	0,91	0,7	0,56	0,51	0,56	0,71	0,95	1,23	1,42	1,41
80	1,23	1,06	0,84	0,64	0,49	0,43	0,48	0,64	0,88	1,17	1,37	1,37
85	1,18	1	0,78	0,56	0,41	0,35	0,41	0,56	0,81	1,11	1,32	1,32
90	1,12	0,93	0,71	0,49	0,33	0,28	0,33	0,49	0,74	1,04	1,25	1,26

Figura 26: Factor de corrección k para superficies inclinadas

(Fuente: Pliego de Condiciones Técnicas y CENSOLAR)

Para el caso de la instalación se tienen los siguientes valores.

Incli.	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Agos	Sept	Oct	Nov	Dic
30°	1,33	1,25	1,16	1,07	1	0,97	1	1,08	1,19	1,33	1,41	1,4

(Fuente: Pliego de Condiciones Técnicas y CENSOLAR)

En la siguiente tabla se representan los valores corregidos de la radiación solar para un plano de inclinación 30° sobre la horizontal y orientación sur.



MES	RADIACIÓN SOBRE LA HORIZONTAL ($\frac{W}{m^2 \cdot día}$)	FACTOR DE CORRECCIÓN k	RADIACIÓN SOBRE UN PLANO INCLINADO 30° ($\frac{W}{m^2 \cdot día}$)
ENE	213	1,33	283,29
FEB	289	1,25	361,25
MAR	395	1,16	458,20
ABR	514	1,07	549,98
MAY	600	1	600,00
JUN	676	0,97	655,72
JUL	711	1	711,00
AGOS	653	1,08	705,24
SEP	520	1,19	618,80
OCT	355	1,33	472,15
NOV	269	1,41	379,29
DIC	217	1,4	303,80
ANUAL	451		508,23

(Radiación en plano inclinado)

En la siguiente grafica se comparan los valores de radiación solar en un plano horizontal y los obtenidos tras la aplicación del factor de corrección, para un plano inclinado 30° y orientación sur.

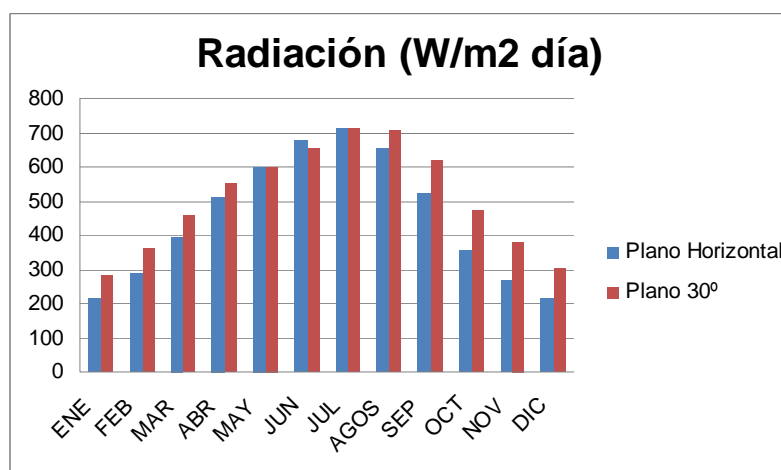


Figura 27: Comparación de radiación solar en plano horizontal e inclinado



6.3.2. RESISTENCIAS TÉRMICAS DEL CAPTADOR

Para una primera aproximación se realiza el cálculo teniendo en cuenta las pérdidas del captador suministradas por el fabricante.

La curva de rendimiento del captador es la siguiente.

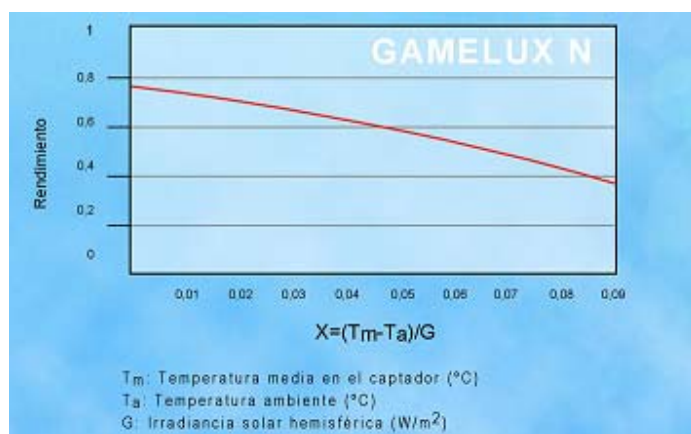


Figura 28: Curva del rendimiento del colector

(Fuente: Gamesa solar)

La ecuación que describe la curva del captador es la siguiente:

$$\eta = 0.773 - 3.1 \cdot \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right) - 0.021 \cdot \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right)^2$$

Para los cálculos posteriores se toman las medidas reales de las pérdidas del captador, calculadas en el apartado de captador solar y cuyos valores por captador son los siguientes:



Mes	$Q_{perdidas} (W)$
Enero	215.36
Febrero	206.91
Marzo	241.90
Abril	264.90
Mayo	252.80
Junio	252.67
Julio	272.95
Agosto	251.39
Septiembre	237.12
Octubre	203.64
Noviembre	226.31
Diciembre	227.03

6.3.3. EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (ε_{ic})

Como eficiencia del intercambiador se toma un valor 0.7. En el apartado de dimensionado de componentes, se diseña en detalle el intercambiador a utilizar para que se consiga una eficiencia de este valor.

6.3.4. CAUDAL DE CONSUMO (m_{cons})

Para el cálculo del caudal de consumo se toman valores medios anuales. Posteriormente para un cálculo más exacto se realizan los cálculos para valores mensuales.

El caudal de consumo diario del conjunto de viviendas es el siguiente:

$$m_{cons} = 3696 \frac{l}{día}$$

Para calcular el valor de consumo diario en kg/s se necesitan conocer las horas de sol medias de cada mes. En la siguiente tabla se muestran estos valores.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Horas de sol (h)	8	9	9	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9	9	8	7.5

(Fuente: CENSOLAR)



Por tanto, la media de horas de sol anual queda:

$$h_{sol} media_anual = 8.92 \frac{h_{sol}}{día}$$

El valor del caudal de consumo es el siguiente:

$$m_{cons} = \frac{m_{cons\,dia}}{h_{sol}} = \frac{3696 \frac{kg}{día}}{8.92 \frac{h_{sol}}{día}} \cdot \frac{1 hora}{3600s} = 0.11509 \frac{kg}{s}$$

6.3.5. TEMPERATURA DE RED (T_{red})

La temperatura de red media mensual de la ciudad de Badajoz se representa en la siguiente tabla.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Agos	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
$T^a(^{\circ}C)$	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3

(Fuente: CENSOLAR)

6.3.6. TEMPERATURA AMBIENTE (T_o)

El valor de las temperaturas medias de la ciudad de Badajoz se obtiene de la agencia estatal de meteorología, sus valores están reflejados en la siguiente tabla.

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Media Anual
$T^a(^{\circ}C)$	8.5	10.3	12.7	14.5	18	22.5	25.7	25.2	22.6	17.4	12.5	9.6	16.6

6.3.7. DENSIDAD DE LOS FLUIDOS ($\rho_{agua-glicol}$, ρ_{agua})

En el caso del circuito primario el fluido es una mezcla de agua y propilenglicol. El valor de la densidad de esta mezcla, cuyas tablas de propiedades se encuentran en el apartado de anexos, es el siguiente:



$$\rho_{propilenglycol-agua} = 1030 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Para el caso del circuito secundario el fluido es agua pura, el valor de la densidad es el siguiente:

$$\rho_{agua} = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$$

6.3.8. CALOR ESPECÍFICO DE LOS FLUIDOS ($Cp_{agua-glicol}$, Cp_{agua})

Para el caso del fluido en el circuito primario el valor del calor específico es el siguiente:

$$Cp_{propilenglycol-agua} = 3900 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

Al igual que para el caso de la densidad, las tablas de propiedades de la mezcla de agua y propilenglicol, se encuentran en el apartado de anexos.

Para el agua pura del circuito secundario, su valor es:

$$Cp_{propilenglycol-agua} = 3900 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K} \quad Cp_{agua} = 4180 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

6.3.9. TEMPERATURA DE SUMINISTRO (T_{sum})

La temperatura del agua de suministro necesariamente tiene que ser igual o superior a 60°, ya que de no ser así, al estar almacenada en tanques, se puede producir la incubación de bacterias. Con una temperatura de suministro superior a 60° se asegura que las bacterias no puedan sobrevivir en el agua, como se especifica en el CTE.

6.4. PARÁMETROS VARIABLES

6.4.1. CAUDAL DEL CIRCUITO PRIMARIO (m_1).

Para el caudal del circuito primario es necesario conocer el caudal recomendado por el fabricante, ante el posible riesgo de heladas, su valor es:

$$Q_{recomendado} = 60 \frac{l}{h \cdot m^2}$$



Por tanto el caudal del circuito primario es el siguiente:

$$m1 = \rho_{propilenglycol-agua} \cdot A \cdot Q_{fluido}$$

Como una primera iteración se utiliza la siguiente aproximación de área de captación, dado que el programa de cálculo así lo requiere:

$$A = 0.5 \cdot N^{\circ}_{personas} = 0.5 \cdot 6 \frac{personas}{vivienda} \cdot 28viviendas = 84m^2$$

Se utiliza la densidad de la mezcla para su cálculo porque, como se ha explicado anteriormente, en el circuito primario circula una mezcla de propilenglicol-agua. Por tanto, se tiene el siguiente valor:

$$Q_{fluido} = 60 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1m^3}{1000l} = 1.67 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s \cdot m^2}$$

$$m1 = 1030 \frac{kg}{m^3} \cdot 84m^2 \cdot 1.67 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s \cdot m^2} = 1.445 \frac{kg}{s}$$

6.4.2. CAUDAL DEL CIRCUITO SECUNDARIO (m_2).

Como el caudal másico del circuito primario y secundario es el mismo, al contar con un intercambiador simétrico:

$$m1 = m2 = 1.445 \frac{kg}{s}$$

6.5. ECUACIONES

En este apartado se realizan los diferentes balances de energía en los distintos componentes de la instalación.

6.5.1. BALANCE DE ENERGÍA EN LOS COLECTORES

La expresión que responde al balance de energía en los colectores es la siguiente:



$$\frac{dE_{\text{colector_solar}}}{dt} = I_T \cdot A - Q_{PC} - m1 \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Se considera un balance estacionario, por tanto la derivada con respecto al tiempo es igual a cero:

$$0 = I_T \cdot A - Q_{PC} - m1 \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

6.5.2. BALANCE DE ENERGÍA EN EL INTERCAMBIADOR

El intercambiador que se utiliza en la instalación es simétrico, por tanto como ya se ha expuesto anteriormente el flujo másico del circuito primario y del secundario es igual.

El balance de energía en el intercambiador es el siguiente:

$$m1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

La eficiencia en el intercambiador tiene la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{IC} = \frac{m2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{co} - T_{ici})}$$

Siendo:

$$C_{\min} = \min(m1 \cdot Cp_1, m2 \cdot Cp_2)$$

6.5.3. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA ANUAL

La contribución solar mínima anual es la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual.

Viene determinada por el Código Técnico de la Edificación, en función de la zona climática en la que se encuentre el proyecto.

En el siguiente mapa se pueden apreciar las diferentes zonas climáticas de España.



Figura 29: Zonas climáticas

(Fuente: CTE)

La zona climática del emplazamiento de las viviendas unifamiliares es la zona V, correspondiente a la provincia de Badajoz. Es la zona de máxima radiación incidente.

En la siguiente figura se representan los valores de contribución solar mínima en función de la zona climática y de la demanda de agua caliente sanitaria que tenga el proyecto.



Tabla 2.1. Contribución solar mínima en %. Caso general					
Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 2.2. Contribución solar mínima en %. Caso Efecto Joule					
Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-1.000	50	60	70	70	70
1.000-2.000	50	63	70	70	70
2.000-3.000	50	66	70	70	70
3.000-4.000	51	69	70	70	70
4.000-5.000	58	70	70	70	70
5.000-6.000	62	70	70	70	70
> 6.000	70	70	70	70	70

Figura 30: Contribución solar mínima de ACS

(Fuente: Código Técnico de la Edificación)

Como la demanda de ACS de la instalación es la siguiente:

$$Q = 3696 \frac{l}{día}$$

La fracción solar mínima tiene el siguiente valor:

$$f = 0.7$$

La expresión que define la contribución solar mínima anual es:

$$f = \frac{m_{cons} \cdot C_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} \cdot C_{cons} \cdot (T_{sum} - T_{red})}$$

Que simplificando queda de la siguiente manera:

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$$



6.5.4. BALANCE DE ENERGÍA EN EL TANQUE

En tanque de almacenamiento, encargado de almacenar la energía térmica del fluido, se cumple el siguiente balance:

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

6.5.5. GRADO DE ESTRATIFICACIÓN DEL TANQUE

El tanque de almacenamiento está diseñado y conectado de forma que se favorezca la estratificación de temperaturas en su interior, por tanto el parámetro E_t , denominado grado de estratificación, puede tener un valor comprendido entre:

$$0 \leq E_t \leq 1$$

El valor de la temperatura media del tanque, T_t , se obtiene del balance en el mismo:

$$m_2 \cdot C_p \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot C_p \cdot T_{red} = (m_2 + m_{cons}) \cdot C_p \cdot T_t$$

Despejando:

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}}$$

El valor de la temperatura del caudal de consumo está comprendido entre T_{ico} y T_t :

$$T_{cons} = T_t + T_{ico} - T_t \cdot E_t$$

La estratificación del tanque tiene por tanto, la siguiente expresión:

$$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

En la siguiente tabla se representa, en resumen, las 7 ecuaciones para resolver el predimensionamiento de la instalación.



ELEMENTO DE LA INSTALACIÓN	BALANCE
1. Colectores	$0 = I_T \cdot A - Q_{PC} - m_1 \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci})$
2. Intercambiador de Calor	$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$
3. Eficiencia del Intercambiador	$\varepsilon_{IC} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{co} - T_{ici})}$
4. Contribución Solar Mínima	$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$
5. Tanque	$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$
6. Temperatura media del tanque	$T_t = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}}$
7. Grado de estratificación	$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$

Los valores medios utilizados para resolver el sistema de ecuaciones, mediante el programa Mathcad se recogen en la siguiente tabla.



PARÁMETROS CONOCIDOS	VALOR
Irradiancia sobre plano inclinado (Media anual)	$I = 508.23 \frac{W}{m^2 \cdot día}$
Coefficiente de rendimiento del colector	$a_0 = 0.773$
Eficiencia del intercambiador	$\varepsilon = 0.7$
Temperatura de la red (Media anual °C)	$T_{red} = 10.3$
Temperatura de suministro (Media anual °C)	$T_{sum} = 60$
Densidades (kg / m^3)	$\rho_{agua} = 1000$ $\rho_{propilenglycol-agua} = 1030$
Calores específicos ($J / kg \cdot K$)	$Cp_{agua} = 4180$ $Cp_{propilenglycol-agua} = 3900$
Fracción solar mínima anual (f)	$f = 0.7$
Estratificación del tanque (E_t)	$E_t = 0.5$
Caudal de consumo ($\frac{kg}{s}$)	$m_{cons} = 0.11509$

6.6. RESULTADOS

Los resultados para los valores medios anuales son los siguientes:

- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci}):

$$T_{ci} = 325.005 K$$

- Temperatura de salida a colectores (T_{co}):

$$T_{co} = 332.576 K$$

- Temperatura de entrada al intercambiador de calor (T_{ici}):

$$T_{ici} = 321.417 K$$

- Temperatura de salida del intercambiador de calor (T_{ico}):



$$T_{ico} = 328.48 \text{ K}$$

- Temperatura de consumo (T_{cons}):

$$T_{cons} = 325.09 \text{ K}$$

- Temperatura media del tanque (T_t):

$$T_t = 321.946 \text{ K}$$

- Área de colectores (A_c):

$$A_c = 78.535 \text{ m}^2$$

6.6.1. RESULTADOS MENSUALES

Para este apartado se detallan los resultados mes a mes de la instalación solar térmica.

Se decide instalar un área de captación de 33 colectores, para la producción de agua caliente sanitaria, si cada colector tiene una superficie de 2.1 m^2 , el área total es:

$$A_c = 69.3 \text{ m}^2$$

Con esta superficie de colectores se vuelve a resolver el sistema para estudiar si se cumplen las especificaciones del Código Técnico de la Edificación, en cuanto a la fracción solar media anual.

Los resultados son los siguientes:



- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci}):

Mes	T_{ci} (K)
Enero	300.54
Febrero	307.28
Marzo	316.08
Abril	324.15
Mayo	329.45
Junio	335.50
Julio	340.99
Agosto	339.82
Septiembre	332.50
Octubre	320.04
Noviembre	310.60
Diciembre	302.38

- Temperatura de salida a colectores (T_{co}):

Mes	T_{co} (K)
Enero	304.49
Febrero	312.29
Marzo	322.33
Abril	331.52
Mayo	337.60
Junio	344.58
Julio	350.90
Agosto	349.69
Septiembre	341.21
Octubre	326.66
Noviembre	315.85
Diciembre	306.66



- Temperatura de entrada al tanque (T_{ici}):

Mes	T_{ici} (K)
Enero	298.85
Febrero	305.14
Marzo	313.40
Abril	321.00
Mayo	325.95
Junio	331.61
Julio	336.75
Agosto	335.59
Septiembre	328.77
Octubre	317.21
Noviembre	308.35
Diciembre	300.54

- Temperatura de salida al tanque (T_{ico}):

Mes	T_{ico} (K)
Enero	302.53
Febrero	309.81
Marzo	319.23
Abril	327.87
Mayo	333.56
Junio	340.08
Julio	345.99
Agosto	344.80
Septiembre	336.90
Octubre	323.38
Noviembre	313.25
Diciembre	304.54



- Temperatura de consumo (T_{cons}):

Mes	T_{cons} (K)
Enero	300.83
Febrero	307.65
Marzo	316.54
Abril	324.70
Mayo	330.05
Junio	336.17
Julio	341.73
Agosto	340.55
Septiembre	333.15
Octubre	320.53
Noviembre	310.99
Diciembre	302.69

- Temperatura media del tanque (T_t):

Mes	T_t (K)
Enero	299.13
Febrero	305.55
Marzo	313.85
Abril	321.53
Mayo	326.54
Junio	332.27
Julio	337.47
Agosto	336.31
Septiembre	329.40
Octubre	317.69
Noviembre	308.74
Diciembre	300.85



- Fracción solar (f):

Mes	f
Enero	0.404
Febrero	0.522
Marzo	0.677
Abril	0.831
Mayo	0.939
Junio	1.068
Julio	1.19
Agosto	1.161
Septiembre	1.003
Octubre	0.746
Noviembre	0.569
Diciembre	0.439

La fracción solar media anual tiene un valor de:

$$f = 0.754$$

6.6.2. RESULTADOS MENSUALES CON PÉRDIDAS REALES DEL COLECTOR

Para este apartado se tienen en cuenta las pérdidas reales del colector solar, calculadas anteriormente. Los valores mensuales de estas pérdidas por colector son los siguientes:



Mes	<i>Qperdidas (W)</i>
Enero	215.36
Febrero	206.91
Marzo	241.90
Abril	264.90
Mayo	252.80
Junio	252.67
Julio	272.95
Agosto	251.39
Septiembre	237.12
Octubre	203.64
Noviembre	226.31
Diciembre	227.03

Como estos valores son solo de un colector, hay que multiplicarlo por el número de colectores empleados para la instalación.

Se decide instalar un área de captación de 32 colectores, para la producción de agua caliente sanitaria, si cada colector tiene una superficie de $2.1 m^2$, el área total es:

$$Ac = 67.2 m^2$$

Con esta superficie de colectores se vuelve a resolver el sistema para estudiar si se cumplen las especificaciones del Código Técnico de la Edificación, en cuanto a la fracción solar media anual.

Los resultados son los siguientes:



- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci}):

Mes	T_{ci} (K)
Enero	291.75
Febrero	303.33
Marzo	314.21
Abril	324.30
Mayo	333.42
Junio	341.52
Julio	355.55
Agosto	367.46
Septiembre	340.59
Octubre	323.59
Noviembre	304.24
Diciembre	292.48

- Temperatura de salida a colectores (T_{co}):

Mes	T_{co} (K)
Enero	295.40
Febrero	309.00
Marzo	321.71
Abril	333.68
Mayo	344.19
Junio	353.64
Julio	368.71
Agosto	380.80
Septiembre	352.05
Octubre	332.00
Noviembre	310.06
Diciembre	296.46



- Temperatura de entrada al tanque (T_{ici}):

Mes	T_{ici} (K)
Enero	290.18
Febrero	300.90
Marzo	311.00
Abril	320.28
Mayo	328.80
Junio	336.32
Julio	349.91
Agosto	361.74
Septiembre	335.67
Octubre	319.99
Noviembre	301.75
Diciembre	290.78

- Temperatura de salida al tanque (T_{ico}):

Mes	T_{ico} (K)
Enero	293.59
Febrero	306.19
Marzo	318
Abril	329.03
Mayo	338.85
Junio	347.63
Julio	362.19
Agosto	374.19
Septiembre	346.37
Octubre	327.83
Noviembre	307.17
Diciembre	294.49



- Temperatura de consumo (T_{cons}):

Mes	T_{cons} (K)
Enero	292.08
Febrero	303.81
Marzo	314.83
Abril	325.08
Mayo	334.29
Junio	342.49
Julio	356.54
Agosto	368.40
Septiembre	341.48
Octubre	324.26
Noviembre	304.75
Diciembre	292.85

- Temperatura media del tanque (T_t):

Mes	T_t (K)
Enero	290.58
Febrero	301.43
Marzo	311.67
Abril	321.12
Mayo	329.73
Junio	337.35
Julio	350.90
Agosto	362.61
Septiembre	336.60
Octubre	320.69
Noviembre	302.33
Diciembre	291.22



- Fracción solar (f):

Mes	f
Enero	0.242
Febrero	0.449
Marzo	0.644
Abril	0.838
Mayo	1.027
Junio	1.202
Julio	1.512
Agosto	1.753
Septiembre	1.177
Octubre	0.822
Noviembre	0.446
Diciembre	0.257

La fracción solar media anual tiene un valor de:

$$f = 0.775$$

Por ello se puede decir que con un campo de 32 colectores se cumplen las especificaciones del Código Técnico de la Edificación, ya que se cubre una demanda de agua caliente sanitaria, media anual mayor del 70 %.

Según el CTE el factor de contribución solar (f) no puede ser mayor que uno durante más de tres meses, como en la instalación f es mayor que uno para cinco meses, se pasa parte de esta energía al sistema de climatización explicado en el capítulo siguiente.



CAPÍTULO 7

INSTALACIÓN DE ACS CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

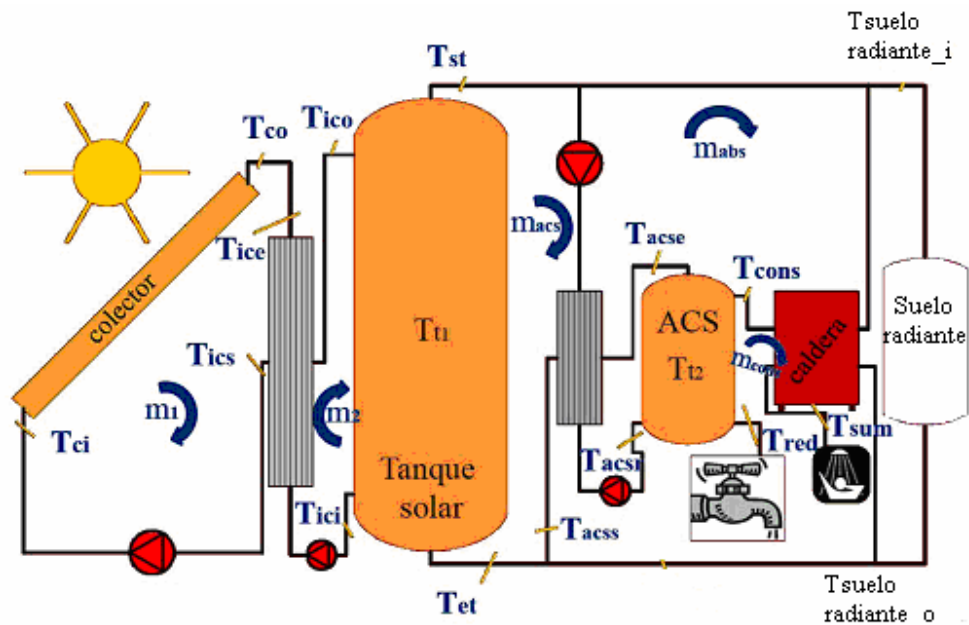


Figura 32: Instalación funcionando durante el invierno

Para el caso del cuarto circuito funcionando en el sistema de invierno el caudal procedente de tanque de acumulación solar, se divide en dos, el dirigido al tanque de ACS, para atender la demanda de la misma, y el dirigido a satisfacer la demanda de calor, el cual va al suelo radiante.

Cuando no se consigue alcanzar la temperatura deseada para satisfacer la demanda de calor a través del suelo radiante, el fluido es calentado por una caldera auxiliar antes de llegar al mismo.

Se decide instalar 72 colectores, como cada colector tiene una superficie de $2.1 m^2$, la instalación tiene por tanto un área total de captación:

$$A = 151.2 m^2$$



7.2. DATOS DE PARTIDA

Los datos necesarios de partida son los explicados a continuación:

- La radiación sobre el plano inclinado:

Como se ha explicado en secciones anteriores, el colector se apoya en la cubierta de las viviendas. Las cubiertas de las viviendas tienen una inclinación de 30 °, por lo que para hallar la radiación en el plano inclinado del colector, es necesario acudir a factores de correlación como los expuestos en el apartado de la instalación de agua caliente sanitaria.

La radiación mensual en la ciudad de Badajoz en un plano cuya inclinación es de 30°, es la siguiente.

MES	RADIACIÓN SOBRE LA HORIZONTAL ($\frac{W}{m^2 \cdot día}$)	FACTOR DE CORRECCIÓN k	RADIACIÓN SOBRE UN PLANO INCLINADO 30° ($\frac{W}{m^2 \cdot día}$)
Enero	213	1,33	283,29
Febrero	289	1,25	361,25
Marzo	395	1,16	458,2
Abril	514	1,07	549,98
Mayo	600	1	600,00
Junio	676	0,97	655,72
Julio	711	1	711,00
Agosto	653	1,08	705,24
Septiembre	520	1,19	618,80
Octubre	355	1,33	472,15
Noviembre	269	1,41	379,29
Diciembre	217	1,4	303,80
ANUAL	451		508,23

- Las resistencias térmicas del colector:

Al realizarse el proyecto considerando el uso de colectores reales, hay que tener en cuenta las pérdidas reales que sufre el colector, estas pérdidas se han calculado en el apartado de las pérdidas del colector y el valor mensual obtenido para un colector es el siguiente:



MES	$Q_{perdidas} (W)$
Enero	215.36
Febrero	206.91
Marzo	241.90
Abril	264.90
Mayo	252.80
Junio	252.67
Julio	272.95
Agosto	251.39
Septiembre	237.12
Octubre	203.64
Noviembre	226.31
Diciembre	227.03

Estos valores hay que multiplicarlos por el número de colectores de la instalación.

- Eficiencia de los intercambiadores de calor (ϵ_{ic}):

La instalación para calefacción, climatización y ACS consta de dos intercambiadores de calor, uno que separa el circuito primario del secundario y otro que separa el circuito terciario del cuarto.

Los intercambiadores utilizados tienen una eficiencia de 0.7.

- Caudal consumo ACS (m_{cons}):

El caudal de consumo es el calculado en el apartado de agua caliente sanitaria, su valor medio es:

$$m_{cons} = 0.116 \text{ kg/s}$$

- Caudal máquina absorción ABS (m_{abs}).

El caudal de la máquina de absorción es un dato aportado por el fabricante.

- Temperatura de la red (T_{red}):

La temperatura de red mensual es la utilizada en el apartado de ACS, su valor está tomado de CENSOLAR y es el siguiente:



Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Agos	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
Tª(°C)	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3

- Temperatura ambiente (To):

La temperatura media mensual en la ciudad de Badajoz es la siguiente:

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Media Anual
Tª(°C)	8.5	10.3	12.7	14.5	18	22.5	25.7	25.2	22.6	17.4	12.5	9.6	16.6

- Densidad de los fluidos (pagua-glicol, pagua):

Las densidades del agua y de la mezcla de agua y glicol son las siguientes:

La densidad del agua es:

$$\rho_a = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3.$$

La densidad de la mezcla es:

$$\rho_{pa} = 1030 \text{ kg} / \text{m}^3.$$

- Calor específico de los fluidos (Cpagua-glicol, Cpagua).

Los calores específicos del agua y de la mezcla de agua y glicol son los siguientes:

Calor específico del agua:

$$Cp_a = 4180 \text{ J} / \text{KgK}$$

Calor específico de la mezcla:

$$Cp_{pa} = 3800 \text{ J} / \text{KgK}$$

- Temperatura de suministro ACS (Tsum).

La temperatura de suministro es de al menos 60 °C, para evitar bacterias y enfermedades derivadas de éstas.

- Temperatura del generador TGEN.



La temperatura de entrada al generador de la máquina de absorción es un dato aportado por el fabricante, su valor es:

$$T_{gene} = 350 \text{ K}$$

- Demanda de frío del edificio.

La demanda de frío o calor del edificio es la calculada mediante el cálculo de cargas térmicas de refrigeración y calefacción, su valor mensual es:

Para el uso del sistema de calefacción, la demanda de calor es:

Noviembre	75082,18 W
Diciembre	107841,11 W
Enero	114545,57 W
Febrero	86456,55 W
Marzo	63871,92 W

Para el uso del sistema de climatización, la demanda de frío es:

Junio	125505,37 W
Julio	153496,22 W
Agosto	165838,08 W
Septiembre	112648,48 W

- COP máquina absorción:

Este dato es aportado por el fabricante, según las hojas de especificaciones de la máquina de absorción su valor es:

$$COP = 0.85$$



7.3. PARÁMETROS VARIABLES:

- Caudal en el primario $m1$:

El caudal del circuito primario depende del número de colectores del proyecto, en función de las características del colector su valor es:

$$m1 = 60 \frac{l}{h} \cdot \frac{1}{2.1 m^2} \cdot \rho_{pa} \cdot A$$

Siendo:

- ρ_{pa} la densidad de la mezcla agua-glicol.
- A la superficie de captación.
- Caudal en el secundario $m2$:

El caudal del circuito secundario se considera igual al del circuito primario.

- Caudal en el terciario mT .

El caudal del circuito terciario está compuesto por la suma del caudal para ACS y el caudal que necesita la máquina de absorción.

- Caudales en el intercambiador de calor de ACS m_{acs} .

Es el caudal que se necesita para el ACS se toma un valor igual al caudal de consumo.

- Caudal en el generador máquina de absorción m_{abs} .

El caudal que necesita la máquina de absorción es un dato que se obtiene de las especificaciones del fabricante.



7.4. INCÓGNITAS

Las incógnitas del sistema de ecuaciones son las siguientes:

- Temperatura salida colectores T_{co} .
- Temperatura entrada colectores T_{ci} .
- Temperatura entrada intercambiador de calor T_{ice} .
- Temperatura salida intercambiador de calor T_{ics} .
- Temperatura entrada tanque solar secundario T_{ico} .
- Temperatura salida tanque solar secundario T_{ici} .
- Temperatura entrada tanque solar terciario T_{et} .
- Temperatura salida tanque solar terciario T_{st} .
- Temperatura entrada generador T_{gene} .
- Temperatura salida generador T_{gens} .
- Temperatura entrada tanque ACS T_{acse} .
- Temperatura salida tanque ACS T_{acss} .
- Temperatura retorno intercambiador ACS T_{acsr} .
- Temperatura salida tanque ACS a consumo T_{cons} .
- Fracción solar ACS f_{ACS} .
- Fracción solar ABS f_{ABS} .



7.5. ECUACIONES

- **Balance de energía en los colectores solares:**

El balance de energía, considerando un sistema estacionario, en los colectores solares es el siguiente:

$$0 = I_{\text{plano inclinado}} \cdot a_0 \cdot A - Q_{pc} - m_1 \cdot C_{ppa} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Donde:

- $I_{\text{plano inclinado}}$ es la radiación que incide en un plano inclinado 30° .
- a_0 rendimiento óptico del colector aportado por el fabricante.
- A es el área de captación total, es decir, $2,1 \text{ m}^2$ (que es el valor de la superficie de un solo colector) por el número total de colectores.
- Q_{pc} son las pérdidas reales de todos los colectores.
- m_1 flujo másico del circuito primario, mezcla de agua-glicol.
- C_{ppa} capacidad calorífica de la mezcla.
- $(T_{co} - T_{ci})$ diferencia de temperatura entre la temperatura de entrada a los colectores y la de salida.

- **Balance de energía en la tubería de subida a los colectores.**

El balance de energía en las tuberías que llevan el agua a los colectores es el siguiente:

$$m_1 \cdot C_{ppa} \cdot (T_{ics} - T_{ci}) = UA \cdot \Delta T_{lm}$$

Donde:

- T_{ics} es la temperatura de salida del intercambiador de calor solar, su valor es mayor que la temperatura de entrada a los colectores, debido a las pérdidas en las tuberías.
- UA es el coeficiente global de transferencia de calor, por el área de transferencia de calor, de las tuberías. Calculado en el apartado del cálculo de las pérdidas en tuberías.
- ΔT_{lm} es el incremento de temperatura logarítmico medio para las tuberías de subida a los colectores, su expresión es la siguiente:



$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ics} - T_0) - (T_{ci} - T_0)}{\ln\left(\frac{T_{ics} - T_0}{T_{ci} - T_0}\right)}$$

- Balance de energía en la tubería de bajada de los colectores.

De forma semejante a las tuberías de subida a los colectores, el balance de energía en las tuberías de bajada es la siguiente:

$$m_1 \cdot C_{ppa} \cdot (T_{co} - T_{ice}) = UA \cdot \Delta T_{lm}$$

Donde:

- T_{ice} es la temperatura de entrada al intercambiador de calor solar, su valor es menor al de salida de los colectores debido a las pérdidas en las tuberías.
- ΔT_{lm} es el incremento de temperatura logarítmico medio para las tuberías de bajada de los colectores. Se calcula de la siguiente forma:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{co} - T_0) - (T_{ice} - T_0)}{\ln\left(\frac{T_{co} - T_0}{T_{ice} - T_0}\right)}$$

- Balance de energía en el intercambiador de calor solar.

El intercambiador de calor solar es un intercambiador simétrico, por lo que el flujo másico del circuito primario es igual al del circuito secundario:

$$m_1 = m_2$$

Es necesario el cálculo de C_{min1} , entre el flujo primario y el secundario, se realiza de la siguiente forma:

$$C_{min1} = \min(C_{p1} \cdot m_1, C_{p2} \cdot m_2)$$

Por lo tanto, el balance de energía en el intercambiador de calor solar que de la forma siguiente:

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ice} - T_{ics}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

- Definición de eficiencia en el intercambiador de calor solar.



Como se ha explicado anteriormente se emplea un intercambiador de eficiencia igual a 0.7, dicha eficiencia se define mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{ic1} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min 1} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$$

- Balance de energía en el depósito solar.

Como se puede apreciar en las figuras 31 y 32, al tanque solar llega el flujo másico del circuito secundario (m_2), a una temperatura definida como T_{ico} , y el retorno del flujo másico del circuito terciario (m_T), a una temperatura llamada T_{et} .

A su vez está saliendo el flujo másico del terciario a una temperatura T_{st} y el flujo que retorna al circuito secundario a una temperatura T_{ici} .

La expresión del balance de energía en el tanque solar es la siguiente:

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_T \cdot C_{p3} \cdot (T_{st} - T_{et})$$

- Temperatura media en el tanque solar.

La temperatura media del tanque solar se obtiene de la siguiente igualdad:

$$m_2 C_{p2} T_{ico} + m_T C_{pT} T_{et} = (m_2 + m_T) C_{pT} T_{ti}$$

Que despejando la temperatura media se obtiene la siguiente expresión:

$$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{et} \cdot m_T}{m_2 + m_T}$$

- Grado de estratificación del tanque solar.

La temperatura de salida del tanque (T_{st}) tiene un valor comprendido entre T_{ico} , temperatura a la que llega el flujo másico del secundario, y la temperatura media de la mezcla. Esta temperatura de salida depende del grado de estratificación:

Si E_t es igual a 0 significa que el tanque está total mente mezclado y por tanto, la temperatura de salida del mismo es igual a la temperatura media.



Si Et es igual a 1, significa que el tanque está totalmente estratificado, por lo tanto, la temperatura del flujo de salida del tanque en la parte alta del mismo es igual a la temperatura del flujo másico caliente que llega al tanque, también por la parte de arriba.

Para el cálculo del presente proyecto se toma $Et1 = 0.5$, su expresión es la siguiente:

$$Et1 = \frac{T_{st} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$$

- Balance de energía en el intercambiador de calor ACS.

Para el caso del intercambiador de calor de ACS, también se cuenta con un intercambiador de tipo simétrico, por lo tanto, a ambos lados del mismo, el flujo másico es igual y se ha denominado $macs$.

El balance de energía en dicho tanque responde a la siguiente expresión:

$$macs \cdot Cpacs \cdot (T_{st} - T_{acsr}) = macs \cdot Cpacs \cdot (T_{acse} - T_{acss})$$

- Definición de eficiencia en el intercambiador de calor ACS.

Para el caso de este intercambiador, al igual que en el caso del intercambiador de calor solar, se cuenta con una eficiencia de 0.7.

La expresión de la eficiencia en el intercambiador de calor de ACS es la siguiente:

$$\epsilon_{ic2} = \frac{macs \cdot Cpacs \cdot (T_{st} - T_{acsr})}{C_{min2} \cdot (T_{st} - T_{acss})}$$

Es necesario el cálculo de C_{min2} , entre el flujo primario y el secundario, se realiza de la siguiente forma:

$$C_{min1} = \min(C_{p2} \cdot m_2, C_{pT} \cdot mT)$$

- Balance de energía en el depósito ACS.

Al depósito de ACS llega el flujo másico $macs$, a una temperatura T_{acse} y un flujo másico de red a temperatura del agua de red del mes que corresponda.

A su vez sale un flujo másico para consumo de ACS a temperatura de consumo y un flujo que retorna al circuito terciario a temperatura T_{acss} .



La expresión del balance de energía en el depósito de ACS es la siguiente:

$$m_{acs} \cdot C_{pacs} \cdot (T_{acse} - T_{acss}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

- Temperatura media en el tanque ACS.

La temperatura media que se tiene en el tanque de ACS se obtiene de la siguiente relación:

$$m_{acs} \cdot C_p \cdot T_{acse} + m_{cons} \cdot C_p \cdot T_{red} = (m_{acs} + m_{cons}) \cdot C_p \cdot T_{t2}$$

Que despejando T_{t2} se tiene la siguiente expresión:

$$T_{t2} = \frac{T_{acse} \cdot m_{acs} + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_{acs} + m_{cons}}$$

- Grado de estratificación del tanque ACS.

Para el caso del tanque de ACS, al ser de menor tamaño que el tanque solar, se considera que está totalmente mezclado, por tanto y basándose en lo explicado para el caso del tanque solar:

$$E_{t2} = 0$$

$$T_{cons} = T_{t2} + T_{acse} - T_{t2} \cdot E_{t2}$$

$$E_{t2} = \frac{T_{cons} - T_{t2}}{T_{acse} - T_{t2}}$$

- Contribución solar mínima anual (f_{ACS}).

Como estipula el Código Técnico de la Edificación el factor de contribución mínima anual es 0.7 para la zona en la que se encuentra la ciudad de Badajoz.

La expresión para calcular este factor de contribución solar es la siguiente:

$$f_{acs} = \frac{m_{cons} \cdot C_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} \cdot C_{cons} \cdot (T_{sum} - T_{red})}$$

Que simplificando la anterior expresión queda:



$$f_{acs} = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})}$$

La temperatura de suministro tiene que ser de al menos 60°C para evitar bacterias.

- Contribución solar anual (f_{ABS} , f_{CC}).

Para el caso de la contribución solar, para el circuito de refrigeración en verano y para el circuito de calefacción en invierno, no existe ninguna obligación de cubrir un determinado porcentaje como sucede en el caso del agua caliente.

Este factor se ha determinado para conseguir la solución más económica y eficiente a la vez.

Las expresiones del factor de contribución para ambos sistemas, el de verano y el de invierno, son las siguientes:

- Sistema de verano:

$$f_{ABS} = \frac{T_{st} - T_{gens}}{T_{gene} - T_{gens}}$$

- Sistema de invierno:

$$f_{CC} = \frac{T_{st} - T_{suelo\ radiante_o}}{T_{suelo\ radiante_i} - T_{suelo\ radiante_o}}$$

- Generador de la máquina de absorción.

Los datos de la máquina de absorción utilizada son aportados por el fabricante, la máquina que se emplea en el proyecto es de la marca Yazaki y sus especificaciones se encuentran en el anexo.

- Para el caso de la máquina funcionando en verano, se tiene:

$$Q_{gen} = \frac{Q_{climatización}}{COP}$$

- Para el caso de la máquina funcionando en invierno se tiene:



$$Q_{cc} = \frac{Q_{calefacción}}{COP}$$

El balance de energía en la máquina se realiza de la siguiente manera:

$$Q_{gen} = m_{abs} \cdot C_{pagua}(T_{gene} - T_{gens})$$

- Balance de energía en la entrada al tanque solar del circuito terciario.

El balance de masa en el circuito terciario, a su llegada al tanque solar es el siguiente:

$$mT = m_{acs} + m_{abs}$$

El balance de temperaturas en dicho punto se expresa mediante la siguiente igualdad:

$$T_{et} \cdot mT = T_{gens} \cdot m_{abs} + T_{acsr} \cdot m_{acs}$$

7.6. SOLUCIÓN MESES DE VERANO

A continuación se muestra la solución mes a mes del sistema de ecuaciones con la instalación de climatización funcionando en verano y la instalación de calefacción funcionando en invierno.

La resolución de las ecuaciones se ha llevado a cabo mediante el programa Mathcad.

- Temperatura salida colectores T_{co} .

Mes	T_{co} (K)
Junio	334.39
Julio	329.32
Agosto	326.14
Septiembre	336.26



- Temperatura entrada colectores T_{ci} .

Mes	T_{ci} (K)
Junio	321.95
Julio	315.81
Agosto	312.45
Septiembre	324.49

- Temperatura entrada intercambiador de calor T_{ice} .

Mes	T_{ice} (K)
Junio	334.01
Julio	329.02
Agosto	325.87
Septiembre	335.86

- Temperatura salida intercambiador de calor T_{ics} .

Mes	T_{ics} (K)
Junio	322.21
Julio	315.98
Agosto	312.59
Septiembre	324.78

- Temperatura entrada tanque solar secundario T_{ico} .

Mes	T_{ico} (K)
Junio	327.88
Julio	322.25
Agosto	318.97
Septiembre	330.10



- Temperatura salida tanque solar secundario T_{ici} .

Mes	T_{ici} (K)
Junio	317.15
Julio	310.39
Agosto	306.89
Septiembre	320.03

- Temperatura entrada tanque solar terciario T_{et} .

Mes	T_{et} (K)
Junio	305.03
Julio	297.00
Agosto	293.26
Septiembre	308.65

- Temperatura salida tanque solar terciario T_{st} .

Mes	T_{st} (K)
Junio	323.71
Julio	317.64
Agosto	314.28
Septiembre	326.19

- Temperatura salida generador T_{gens} .

Mes	T_{gens} (K)
Junio	307.46
Julio	297.97
Agosto	293.79
Septiembre	311.82



- Temperatura entrada tanque ACS Tacse.

Mes	T acse (K)
Junio	348.18
Julio	337.52
Agosto	332.63
Septiembre	352.91

- Temperatura salida tanque ACS Tacss.

Mes	T acss (K)
Junio	316.26
Julio	311.59
Agosto	308.69
Septiembre	318.05

- Temperatura retorno intercambiador ACS Tacsr.

Mes	T acsr (K)
Junio	291.79
Julio	291.71
Agosto	290.34
Septiembre	291.33

- Temperatura salida tanque ACS a consumo Tcons.

Mes	T cons (K)
Junio	316.26
Julio	311.59
Agosto	308.69
Septiembre	318.05



- Tt1.

Mes	T t1 (K)
Junio	319.54
Julio	313.04
Agosto	309.59
Septiembre	322.27

- Tt2.

Mes	T t2 (K)
Junio	316.26
Julio	311.59
Agosto	308.69
Septiembre	318.05

- Fracción solar ACS fACS.

Mes	f acs
Junio	0.64
Julio	0.53
Agosto	0.48
Septiembre	0.68

- Fracción solar ABS fABS.

Mes	fabs (K)
Junio	0.382
Julio	0.378
Agosto	0.365
Septiembre	0.376



7.7. SOLUCIÓN MESES DE INVIERNO

- Temperatura salida colectores T_{co} .

Mes	T_{co} (K)
Enero	295.97
Febrero	315.32
Marzo	331.84
Noviembre	321.18
Diciembre	299.94

- Temperatura entrada colectores T_{ci} .

Mes	T_{ci} (K)
Enero	292.20
Febrero	309.48
Marzo	324.12
Noviembre	315.19
Diciembre	295.86

- Temperatura entrada intercambiador de calor T_{ice} .

Mes	T_{ice} (K)
Enero	295.83
Febrero	315.01
Marzo	331.39
Noviembre	320.83
Diciembre	299.77



- Temperatura salida intercambiador de calor Tics.

Mes	Tics (K)
Enero	292.31
Febrero	309.74
Marzo	324.50
Noviembre	315.48
Diciembre	295.99

- Temperatura entrada tanque solar secundario Tico.

Mes	Tico (K)
Enero	294.00
Febrero	312.27
Marzo	327.81
Noviembre	318.05
Diciembre	297.80

- Temperatura salida tanque solar secundario Tici.

Mes	Tici (K)
Enero	290.80
Febrero	307.48
Marzo	321.55
Noviembre	313.19
Diciembre	294.36

- Temperatura entrada tanque solar terciario Tet.

Mes	Tet (K)
Enero	284.06
Febrero	297.39
Marzo	308.36
Noviembre	302.94
Diciembre	287.11



- Temperatura salida tanque solar terciario Tst.

Mes	Tst (K)
Enero	292.65
Febrero	310.25
Marzo	325.17
Noviembre	316.00
Diciembre	296.35

- Temperatura salida del suelo radiante.

Mes	Tsuelo radiante_o (K)
Enero	284.63
Febrero	300.61
Marzo	313.44
Noviembre	307.01
Diciembre	288.38

- Temperatura entrada tanque ACS Tacse.

Mes	Tacse (K)
Enero	299.33
Febrero	325.05
Marzo	346.28
Noviembre	332.63
Diciembre	304.84

- Temperatura salida tanque ACS Tacss.

Mes	Tacss (K)
Enero	288.89
Febrero	301.92
Marzo	313.29
Noviembre	306.64
Diciembre	291.58



- Temperatura retorno intercambiador ACS T_{acsr} .

Mes	T_{acsr} (K)
Enero	282.22
Febrero	287.13
Marzo	292.18
Noviembre	290.01
Diciembre	283.09

- Temperatura salida tanque ACS a consumo T_{cons} .

Mes	T_{cons} (K)
Enero	288.89
Febrero	301.92
Marzo	313.29
Noviembre	306.64
Diciembre	291.58

- T_{t1} .

Mes	T_{t1} (K)
Enero	291.30
Febrero	308.23
Marzo	322.53
Noviembre	313.95
Diciembre	294.90

- T_{t2} .

Mes	T_{t2} (K)
Enero	288.89
Febrero	301.92
Marzo	313.29
Noviembre	306.64
Diciembre	291.58



- Fracción solar ACS f_{ACS} .

Mes	f_{ACS} (K)
Enero	0.183
Febrero	0.414
Marzo	0.614
Noviembre	0.483
Diciembre	0.233

- Fracción solar para calefacción.

Mes	f_{cc} (K)
Enero	0.123
Febrero	0.195
Marzo	0.321
Noviembre	0.209
Diciembre	0.129



CAPÍTULO 8

DIMENSIONADO DE ELEMENTOS



8.1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se calculan las dimensiones de los diferentes sistemas que componen la instalación para su funcionamiento.

Los diferentes sistemas que apoyan el funcionamiento de la instalación son los siguientes:

- Sistema de captación.
- Sistema de acumulación.
- Sistema de intercambio de calor.
- Sistemas para la circulación del fluido.
- Sistemas de expansión.

8.2. SISTEMA DE CAPTACIÓN

8.2.1. CAPTADOR SOLAR

Como sistema de captación se ha decidido utilizar captadores planos de la empresa Gamesa solar. El modelo del captador solar es el GAMELUX N, cuenta con una superficie selectiva y con una cobertura de vidrio templado. En el apartado de anexos se aporta la hoja de especificaciones del fabricante. En la siguiente figura se puede ver el captador seleccionado.



Figura 33: Captador GAMELUX N

(Fuente: GAMESA SOLAR)



Algunas de las características destacables del colector son:

- Captador fabricado mediante tecnología sputtering.
- 360° de contacto entre banda absorbente y los tubos de cobre.
- Emisión de un 7% de la radiación, minimizando las pérdidas térmicas.
- Absorción del 95% de la radiación solar recibida.
- Superficie de captación de 2.1 m^2 .
- Banda absorbente de aluminio, más ligero y ecológico.
- Caja de aluminio anodinado de alta resistencia a la corrosión.

La tecnología sputtering, en español, pulverización catódica, es un proceso físico en el que se produce la vaporización de los átomos de un material sólido denominado "blanco" mediante el bombardeo de éste por iones energéticos. Este es un proceso muy utilizado en la formación de películas delgadas sobre materiales, técnicas de grabado y técnicas analíticas.

El sistema diseñado para la producción de agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración consta de 72 colectores. Se distribuyen en 12 filas de 6 colectores. En la siguiente figura se representa la organización de los colectores en las cubiertas de los edificios.

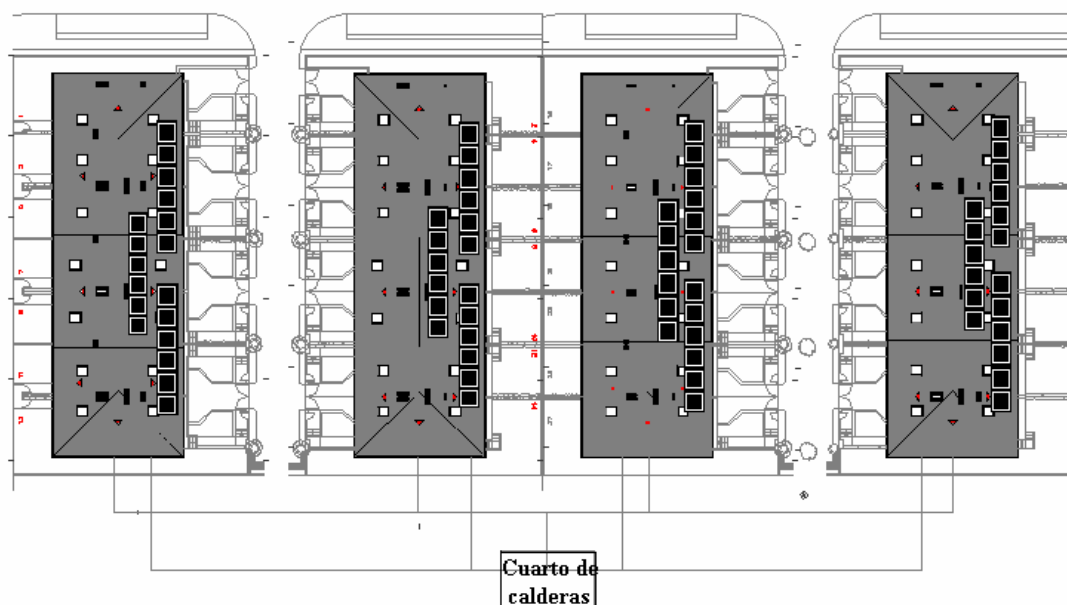


Figura 34: Colocación de los paneles



8.2.2. FLUIDO CALOPORTADOR

En el circuito primario se hace uso de un fluido caloportador formado por una mezcla de agua y anticongelante, el cual, como en la mayoría de los casos es propilenglicol.

El anticongelante sirve para evitar la congelación en el circuito primario del colector. En función de las propiedades del lugar, como la temperatura, la cantidad de anticongelante necesario puede variar.

Para el caso de esta instalación se decide utilizar una mezcla de propilenglicol-agua de la empresa LUMELCO SOLAR., cuya hoja de características se encuentran en el apartado de anexos.

La mezcla utilizada en el circuito primario es de agua con un 30% de propilenglicol. Sus propiedades, de acuerdo a las gráficas de este anticongelante son:

- La densidad es $\rho = 1030 \text{ Kg/m}^3$.
- La viscosidad es $\mu = 0.01 \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$.
- La conductividad térmica es $K_{\text{fluido}} = 0.46 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.
- La capacidad calorífica es $C_p = 3900 \text{ J/kgK}$.

8.3. SISTEMAS DE ACUMULACIÓN

Para un mejor dimensionamiento de la instalación se decide la colocación de tres tanques de almacenamiento, dos denominados tanques de almacenamiento solar y otro denominado tanque de ACS. Como se desea su estratificación, se colocan de forma vertical y se ubican en un cuarto de calderas, evitando así el contacto con el exterior. Sus volúmenes se calculan para que puedan abastecer la demanda de las 28 viviendas para las cuales se diseña la instalación.

Para el cálculo de este apartado se tiene en cuenta que el caudal instantáneo demandado por una instalación de agua caliente sanitaria varía de forma muy brusca de un instante a otro. Su distribución en el tiempo depende de los hábitos de los habitantes, sus actividades diarias, épocas vacacionales, etc.



8.3.1. TANQUE DE ACUMULACIÓN SOLAR

El tanque de acumulación solar es el tanque de mayor volumen. Este tanque es el encargado de almacenar la energía térmica que trae el fluido caloportador, dicha energía es captada, por los paneles solares, procedente del sol.

La necesidad de acumular la energía es debida a la poca coordinación entre consumo y energía solar, ya que cuando el consumo es máximo se dispone de menor radiación solar, a diferencia de cuando la radiación es máxima y el consumo es menor.

Según el CTE, la relación que se debe cumplir entre el volumen del depósito de acumulación solar (l) y el área total de captación (m^2) es la siguiente:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Se decide que el volumen total de acumulación solar es de 10000 l, por tanto se necesitan dos tanques de acumulación solar.

Los tanques que se deciden utilizar para esta aplicación son iguales y de la empresa SALVADOR ESCODA, con las siguientes características:

- Capacidad de 5000 l.
- Diámetro de 1635 mm.
- Altura de 2895 mm.

El resto de características se suministran en la hoja de fabricantes que se encuentra en el apartado de anexos.

En la siguiente figura se puede apreciar un tanque de este tipo.



Figura 35: Tanque de 5000 l

(Fuente: SALVADOR ESCODA)



8.3.2. TANQUE DE ACS

El tanque de ACS es el tanque encargado de almacenar el agua que posteriormente es llevada a los puntos de consumo de cada vivienda.

Para su dimensionamiento se hace uso del DITE 1.01 y el CTE, estos documentos muestran indicaciones a seguir para el cálculo del volumen necesario para el tanque de ACS. Se especifica que el volumen mínimo del tanque debe ser el consumo total durante un periodo punta. De esta forma se realiza el cálculo para el momento más desfavorable, asegurándose la capacidad de abastecimiento durante la peor situación.

8.3.2.1. CÁLCULO DEL NÚMERO DE VIVIENDAS ESTÁNDAR

Para comenzar el cálculo es preciso antes calcular el número de viviendas estándar equivalente, ya que en función de el número de cuartos de baños el consumo es mayor o menor.

Según el DITE 1.01 una vivienda estándar está definida por las siguientes características:

- Ocupación de 3.5 personas.
- Cuartos húmedos:
 - Un cuarto de baño con bañera de 150 litros.
 - Una cocina con un fregadero.

Se tienen diferentes factores multiplicadores que afectan a las viviendas que son distintas de la vivienda equivalente.



EQUIPAMIENTO	COEFICIENTE
4 cuartos de baño con bañera de 150 o 180 L	2,3
3 cuartos de baño con bañera de 150 o 180 L	2
2 cuartos de baño con bañera de 150 o 180 L	1,6
1 cuartos de baño con bañera de 180 L, y un cuarto de aseo con ducha	1,4
1 cuartos de baño con bañera de 150 L, y un cuarto de aseo con ducha	1,3
1 cuarto de baño con bañera de 180 L	1,1
VIVIENDA ESTANDAR: 1 cuarto de baño con bañera de 150 L	1
1 cuarto de baño con bañera de 135 L	0,9
1 cuarto de aseo con ducha	0,6
1 cuarto con lavabo	0,4

Figura 36: Factores para el cálculo de la vivienda equivalente

(Fuente: DITE 1.01)

Para el caso de esta instalación el factor de corrección es el mismo para todas las viviendas, ya que todas ellas están compuestas por el mismo número de cuartos de baño, 2 con bañera de 150 o 180 L, por tanto el factor multiplicador es 2.

Por tanto el número de viviendas equivalentes es:

$$n_{ve} = n \cdot f$$

Donde:

- n_{ve} es el número de viviendas equivalentes.
- n es el número real de viviendas, en este caso el proyecto consta de 28.
- f es el factor de corrección tomado de la tabla anterior e igual a 2.

Queda por tanto:

$$n_{ve} = 28 \cdot 2 = 56 \text{ viviendas equivalentes}$$

8.3.2.2. CÁLCULO REPERÍODO DE PUNTA

A continuación se estima la duración del periodo punta, existen diferentes expresiones para su cálculo, pero la más fiable es la que se describe a continuación:



$$T = 5 \cdot \frac{n_{ve}^{0.905}}{15 + n_{ve}^{0.92}} = 3.44 \text{ h}$$

8.3.2.3. CÁLCULO DEL CAUDAL MÁXIMO HORARIO

Para hallar el caudal máximo horario de la instalación en función del número de viviendas es necesario multiplicar el consumo de base durante el periodo de punta de una vivienda estándar por el número de viviendas y por un coeficiente de simultaneidad.

En capítulos anteriores se ha calculado el consumo diario de todas las viviendas, su valor es de 3696 l / día. Hay que tener en cuenta que el consumo punta es del orden del 75% del consumo total diario, por ello el consumo punta tiene el siguiente valor:

$$Q_{pp} = Q_{acs} \cdot 0.75 = 2772 \text{ l / día}$$

A continuación se calcula el coeficiente de simultaneidad, necesario para hallar el caudal del consumo en el periodo punta de las viviendas. El coeficiente de simultaneidad se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{1}{\sqrt{n_{ve} - 1}} + 0.17 = 0.305$$

Por tanto, el caudal horario medio en la hora de máximo consumo es:

$$C_{\max} = \frac{Q_{pp} \cdot N \cdot \phi}{3600} = \frac{2772 \cdot 0.305}{3600} = 0.235 \text{ l / s}$$

8.3.2.4. VOLUMEN ÚTIL

Los depósitos de acumulación deben ser diseñados de forma que se favorezca la estratificación.

Para calcular el volumen que se necesita que tenga el tanque de ACS para hacer frente a la demanda en hora punta, hay que tener en cuenta que el tanque tiene zonas de agua no aprovechable, ya que al entrar el agua fría en el tanque, ésta tiende a mezclarse con el agua caliente de forma proporcional a la cantidad de movimiento. Por ello es preferible que los depósitos de acumulación tengan pequeño diámetro y gran altura.



Esta agua no aprovechable se debe tener en cuenta a la hora de calcular el volumen total de acumulación.

El factor de mezcla que representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo depende del factor de forma, el cual se calcula a continuación:

$$f_f = \frac{H}{D}$$

Donde:

- H es la altura del depósito y tiene un valor de 2400 mm.
- D es el diámetro del depósito y tiene un valor de 985 mm.

Por tanto el factor de forma tiene el siguiente valor:

$$f_f = \frac{2400}{985} = 2.43$$

Si la temperatura del agua en el depósito es de 60 °C y se admite que el agua caliente a la salida del depósito sea todavía útil a la temperatura de 45° C, el factor de mezcla se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$f_m = 0.63 + 0.14 \cdot f_f$$

Para factores de forma superiores d 2,5 se tomaría un factor de mezcla igual a 0.98.

El valor del factor de mezcla es:

$$f_m = 0.63 + 0.14 \cdot 2.43 = 0.97$$

Con estos datos es posible calcular el volumen efectivo del depósito acumulador:

$$V = \frac{V_u}{j_m}$$

8.3.2.5. POTENCIA Y VOLUMEN DE ACUMULACIÓN

El volumen consumido durante el periodo de punta de demanda es igual a:



$$C_{\max} \cdot T = 2908.38 \text{ l}$$

Para calcular el volumen útil del depósito se hace uso de la siguiente expresión:

$$V_u = \frac{C_{\max} \cdot T}{1 + \frac{T}{T_p} \frac{1}{f_m}}$$

Donde T_p es el periodo de preparación o recuperación igual a 3 h.

Por tanto:

$$V_u = \frac{2908.38}{1 + \frac{3.44}{3} \frac{1}{0.97}} = 1333.65 \text{ l}$$

Por tanto, el volumen que se necesita que tenga el tanque de acumulación de ACS es:

$$V = \frac{1333.65}{0.97} = 1374.89 \text{ l}$$

Con estos datos se decide utilizar un tanque de la empresa SALVADOR ESCODA, cuyas características principales son:

- Capacidad 1500 l.
- Altura igual a 2400 mm.
- Diámetro igual a 985 mm.

El resto de características se encuentran en la hoja de características del fabricante en la parte de anexos.

8.4. SISTEMAS DE INTERCAMBIO DE CALOR

En la instalación diseñada se precisan dos intercambiadores de calor. Uno para transferir el calor captado por los colectores en el circuito primario al circuito secundario y otro para transferir el calor del circuito secundario al circuito terciario.

Se ha de tener en cuenta que en el diseño de los intercambiadores se debe conseguir una eficiencia de 0.7, ya que para cálculos anteriores se ha tomado este valor.



8.4.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL CIRCUITO PRIMARIO

Una de las razones de la colocación de intercambiadores de calor entre el circuito primario y el secundario es la utilización de anticongelante en el circuito de los colectores. Mediante este tipo de intercambiadores se consigue aislar el circuito del anticongelante y transmitir el calor del mismo al circuito de consumo. También es importante la ventaja de disminuir los riesgos de corrosión en los circuitos cerrados.

Los intercambiadores que se pueden utilizar en este tipo de instalaciones pueden estar incorporados en el acumulador, o ser externos a éste. En el caso de estar incorporado, se le suele conocer como serpentín.

Para el caso de este proyecto se utilizan intercambiadores externos.

A continuación se calculan parámetros necesarios en el dimensionado de intercambiadores.

8.4.1.1. CÁLCULO DEL CALOR INTERCAMBIADO

En este apartado se hace uso de los datos obtenidos mediante el programa Mathcad, de las temperaturas que alcanzan los fluidos en la instalación de ACS y climatización. Con ellos se calcula el calor que se intercambia, mediante la siguiente relación:

$$Q_{ic} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = \varepsilon \cdot m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

El calor que el circuito primario aporta al intercambiador es el siguiente:

$$Q_{ic} = 1.236 \cdot 3800 \cdot (315.723 - 303.282) = 58432.8 W$$

8.4.1.2. CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL INTERCAMBIADOR

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se realiza mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{K} + \frac{1}{h_e}}$$

Donde:

- h_i es el coeficiente de convección exterior [W / Km^2].



- e es el espesor de las placas [m].
- K es la conductividad térmica de las placas [W / Km].
- he es el coeficiente de convección exterior [W / Km^2].

La expresión para los coeficientes convectivos es la siguiente:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{lc}$$

Donde:

- K es la conductividad térmica [W/mK].
- Lc es la longitud característica [m].
- Nu es el número de Nusselt que viene definido por la siguiente expresión:

$$Nu = 0.4 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4}$$

Donde:

- Pr es el número de Prandtl, que tiene el siguiente valor:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$

- Para el circuito primario su valor es:

$$Pr = \frac{0.01 \cdot 3900}{0.46} = 84.78$$

- Para el circuito secundario su valor es:

$$Pr = \frac{0.00105 \cdot 4184}{0.98} = 4.48$$

- Re es el número de Reynolds que se define como:

$$Re = \frac{v \cdot lc \cdot \rho}{\mu}$$



Antes, es necesario calcular la velocidad del fluido y la longitud característica:

La velocidad del fluido se determina mediante la siguiente expresión:

$$v = \frac{m_{canal}}{\rho \cdot A}$$

Siendo:

- m_{canal} es el flujo másico [kg/s].
- ρ es la densidad [kg / m^3].
- A es el área de paso [m^2].

Para calcular el flujo másico en el canal se utiliza la siguiente expresión:

$$m_{canal} = \frac{m}{\frac{N-1}{2}}$$

Siendo N el número de placas del intercambiador.

Suponemos 40 placas como primera iteración, por tanto m_{canal} tiene el siguiente valor:

$$m_{canal} = \frac{1.202}{\frac{40-1}{2}} = 0.062 \text{ kg / s}$$

El área del canal viene definido por la siguiente fórmula:

$$A_{canal} = b \cdot W$$

Siendo:

- b es la separación entre placas 4 mm.
- W es el ancho del intercambiador se le da un valor de 123 mm.

Por tanto el área tiene un valor:

$$A_{canal} = 4.92 \cdot 10^{-4} m^2$$

Con el área calculada, las velocidades para ambos circuitos tienen los siguientes valores:



- La velocidad del fluido en el circuito primario es:

$$v_{c1} = \frac{0.062}{1030 \cdot 4.92 \cdot 10^{-4}} = 0.122 \text{ m/s}$$

- La velocidad del fluido en el circuito secundario es

$$v_{c2} = \frac{0.062}{1000 \cdot 4.92 \cdot 10^{-4}} = 0.126 \text{ m/s}$$

La longitud característica tiene la siguiente expresión:

$$l_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c}$$

Donde:

- S_c es la sección característica del canal.
- P_c es el perímetro característico del canal.

Por tanto, se calcula la longitud característica de la siguiente forma:

$$l_c = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 0.008 \text{ m}$$

Con los datos calculados es posible calcular el número de Reynolds para el circuito primario y el secundario:

- Para el circuito primario su valor es:

$$Re = \frac{v_1 \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0.122 \cdot 0.008 \cdot 1030}{0.01} = 100.528$$

- Para el circuito secundario su valor es:

$$Re = \frac{v \cdot l_c \cdot \rho}{\mu} = \frac{0.126 \cdot 0.008 \cdot 1000}{0.00105} = 960$$

Por tanto, el número de Nusselt para ambos circuitos tiene el siguiente valor:



- Para el circuito primario su valor es:

$$Nu = 0.4 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4} = 0.4 \cdot 100.528^{0.64} \cdot 84.78^{0.4} = 45.16$$

- Para el circuito secundario su valor es:

$$Nu = 0.4 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4} = 0.4 \cdot 960^{0.64} \cdot 4.48^{0.4} = 59.05$$

Los coeficientes convectivos de los dos circuitos son:

- Para el circuito primario su valor es:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{lc} = \frac{45.16 \cdot 0.46}{0.008} = 2596.7 \text{ W / K} \cdot \text{m}^2$$

- Para el circuito secundario su valor es:

$$h = \frac{59.05 \cdot 0.98}{0.008} = 7233.6 \text{ W / K} \cdot \text{m}^2$$

Ya es posible calcular el coeficiente convectivo del intercambiador:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2596.7} + \frac{0.001}{15} + \frac{1}{7233.6}} = 1694.87 \text{ W / K} \cdot \text{m}^2$$

8.4.1.3. CÁLCULO DEL ÁREA DEL INTERCAMBIADOR

Para el cálculo del área de transferencia se hace uso de la siguiente fórmula:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

Siendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{co} - T_{ico}) - (T_{ci} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{co} - T_{ico}}{T_{ci} - T_{ci}}\right)}$$

Que sustituyendo valores queda:



$$\Delta T_{lm} = \frac{(315.723 - 309.166) - (303.282 - 298.285)}{\ln\left(\frac{(315.723 - 309.166)}{(303.282 - 298.285)}\right)} = 9.28 \text{ K}$$

Teniendo en cuenta que se quiere un intercambiador cuya eficiencia sea del 0.7, el área necesaria queda de la siguiente forma:

$$A = \frac{Q \cdot \varepsilon}{U \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{58432.8 \cdot 0.7}{1694.87 \cdot 9.28} = 2.46 \text{ m}^2$$

8.4.1.4. CÁLCULO DEL NÚMERO DE PLACAS

El número de placas necesarias es el área total de transferencia necesaria, entre el área de una placa:

$$N = \frac{A}{A_{placa}} = \frac{2.46}{0.2220.240} = 46.17 \text{ placas}$$

El tipo de intercambiador que se decide instalar es del firma VIESMANN y modelo 3003 487. En la figura siguiente se puede apreciar una fotografía del mismo.



Figura 37: Intercambiador de placas

(Intercambiador de placas de la firma VIESMANN)



8.4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL CIRCUITO SECUNDARIO

El modelo de intercambiador que se decide instalar para el caso del circuito secundario es también de la firma VIESSMANN y el modelo es el 3003 487.

8.5. SISTEMAS DE CIRCULACIÓN

El sistema de circulación de la instalación está formado por todas las bombas que hacen posible la circulación del fluido y las diferentes tuberías.

8.5.1. TUBERÍAS

Las tuberías que se escogen para el proyecto son de cobre y de tipo rígido. Se decide utilizar este tipo de tuberías debido a las altas temperaturas que alcanza el fluido a su través y los diferentes niveles de presión que se tienen en la instalación. Las tuberías elegidas son de la marca empresa Tubocobre S.A., se han tomado tuberías de tipo L, con diámetro exterior de 28.575 mm y diámetro interior de 27.305 mm, tal como figuran en las hojas de características. En la siguiente figura se puede ver este tipo de tuberías.



Figura 38: Tuberías rígidas

(Fuente: Tubocobre S.A.)

La longitud de tuberías necesaria expuesta al exterior es de 252.43 m.

La elección del cobre como material de las tuberías es debido a la multitud de ventajas que éste presenta. El cobre es el tercer metal más utilizado en el mundo, por detrás del hierro y el aluminio.

Algunas de sus propiedades físicas son las siguientes:



- Después de la plata, es el elemento con mayor conductividad eléctrica y térmica.
- Es un material abundante en la naturaleza.
- Tiene un precio accesible.
- Se recicla de forma indefinida.

8.5.2. AISLANTE

Según las indicaciones del RITE, es necesario colocar un espesor de 35 mm de aislante en las tuberías. El aislante elegido para las tuberías es de la marca ARMAFLEX.

Es un aislamiento térmico flexible de estructura celular cerrada y con un elevado factor de resistencia a la difusión del vapor de agua.

Son coquillas de 2m de largo y con espesor 35 mm su conductividad térmica es de $0.037 W/mK$. En la siguiente figura se representa una fotografía de este tipo de aislamiento.



Figura 39: Aislamiento para tuberías

(Fuente: ARMAFLEX)

8.5.3. BOMBAS DE CIRCULACIÓN

Las bombas de circulación facilitan la circulación del fluido por las tuberías, la potencia de una bomba viene definida por la siguiente expresión:

$$W = \Delta P \cdot Q$$

Donde:

- ΔP es la pérdida de carga [kPa].
- Q es el caudal que atraviesa dos puntos con pérdida de carga ΔP [m^3 / s].

El caudal de la bomba del circuito primario se define:



$$mc1 = 60 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{72 \cdot 2.1}{2.1} \frac{1h}{3600s} = 1.236 \text{ kg / s}$$

El caudal del circuito secundario se supone el mismo.

$$mc2 = 1.236 \text{ kg / s}$$

El caudal del circuito terciario es:

$$mc3 = macs + mabs = 0.71 \text{ kg / s}$$

A continuación se calculan las diferentes pérdidas de carga.

8.5.3.1. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA

Se definen pérdidas de carga a aquellas pérdidas energéticas que sufre el fluido a través de tuberías debido a la fricción de éste con los diferentes elementos.

El cálculo de las pérdidas de carga se realiza en los siguientes elementos:

- Tuberías.
- Intercambiadores de calor.
- Tanques de acumulación.
- Máquina de absorción.
- Captadores solares.

8.5.3.1.1. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN LAS TUBERÍAS

En primer lugar se calculan las pérdidas de carga en las tuberías del circuito primario, dichas pérdidas se calculan mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{fluido}} \cdot v_{\text{fluido}}^2 \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D_{\text{int}}} + \sum kv \right)$$

Donde:

- v_{fluido} es la velocidad que lleva el fluido al atravesar las tuberías [m/s].
- f es el coeficiente de fricción del material de las tuberías [].



- ρ_{fluido} es la densidad del fluido en el circuito primario [kg/m^3].
- L es la longitud de tubería [m].
- D_{int} es el diámetro interior de las tuberías [m].
- $\sum kv$ es el sumatorio de los coeficientes de pérdidas de los diferentes elementos [].

Para comenzar el cálculo se halla la velocidad del fluido que atraviesa las tuberías mediante la siguiente relación:

$$v_{fluido} = \frac{m}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_{int}^2}{4}}$$

Los valores son:

- Para el circuito primario:

$$v_{fluido1} = 2.049 \text{ m/s}$$

- Para el circuito secundario:

$$v_{fluido2} = 2.11 \text{ m/s}$$

- Para el circuito terciario:

$$v_{fluido3} = 1.21 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\text{Re} = \frac{\rho_{fluido} \cdot v_{fluido} \cdot D_{int}}{\mu_{fluido}}$$

Del análisis dimensional se tiene que el coeficiente de fricción depende de:

$$f = f\left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D_{int}}\right)$$

En un fluido con capa límite completamente desarrollada el problema de las pérdidas de carga se reduce a conocer la relación de f con Re y la rugosidad relativa. Para un fluido



laminar, en tubos de sección circular, el coeficiente de fricción se puede hallar mediante la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Para el caso de un flujo turbulento, existen tres comportamientos según los valores de rugosidad relativa y número del número Reynolds:

- Tubería hidráulicamente lisa: El valor del coeficiente de fricción f depende exclusivamente de Re y no de la rugosidad relativa tal y como expresa la fórmula de Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{f}) - 0.8$$

- Tubería hidráulicamente rugosa: El valor del coeficiente de fricción f depende exclusivamente de la rugosidad relativa y no de Re . La fórmula de f para este tipo de tuberías es la de Von Karman:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right)$$

- Tubería hidráulicamente semirrugosa: El valor del coeficiente de fricción f depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. Colebrook unió las ecuaciones anteriores en una única ecuación válida para este tipo de tuberías:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}}$$

El diagrama de Moody está construido a partir de las ecuaciones anteriores y presenta en escala doblemente logarítmica el valor del factor de fricción f en función de Re para tuberías de diferentes rugosidades relativas.

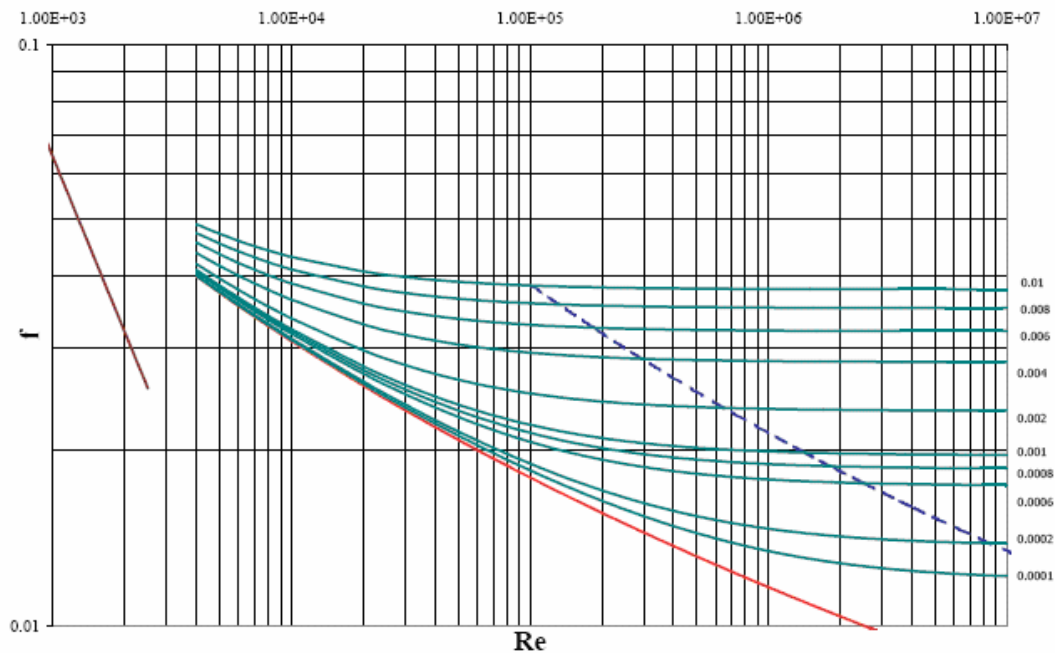


Figura 40: Diagrama de Moody

En la siguiente tabla se representan diferentes valores para los coeficientes de pérdidas de los distintos elementos que componen este tipo de instalaciones.

Los valores del número de Reynolds son:

- Para el circuito primario:

$$Re = 5762.63$$

- Para el circuito secundario:

$$Re = 57613.55$$

- Para el circuito terciario:

$$Re = 33039.05$$

Por tanto, la pérdida de carga en las tuberías, incluyendo las de ida y las de retorno, tiene un valor aproximado de:



$$\Delta P_{tuberías1} = 228.83 \text{ kPa}$$

También es necesario calcular las pérdidas de carga en las tuberías de la instalación interior:

- Pérdidas de carga en las tuberías que unen el intercambiador de calor del circuito primario y el tanque de acumulación solar. Se estima que la longitud de tubería necesaria para este tramo es de 2 m.

$$\Delta P_{tuberías2} = 4.635 \text{ kPa}$$

- Pérdidas en las tuberías que unen el tanque de acumulación solar con el intercambiador que une el circuito terciario. Se estima que la longitud de tubería necesaria para este tramo es de 2 m.

$$\Delta P_{tuberías3} = 1.569 \text{ kPa}$$

8.5.3.1.2. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

La pérdida de carga en los intercambiadores de calor puede ser como máximo 200 mbar según la hoja del fabricante.

Al tener dos intercambiadores, se tiene una pérdida de carga total en los intercambiadores de:

$$\Delta P_{ic} = 40 \text{ kPa}$$

8.5.3.1.3. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

La pérdida de carga de la máquina viene especificada en las hojas del fabricante, su valor es el siguiente:

$$\Delta P_{abs} = 70.1 \text{ kPa}$$

8.5.3.1.4. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CAPTADORES SOLARES

La pérdida de carga de los intercambiadores solares viene definida en la hoja de características del fabricante, su valor es:



$$\Delta P = 9.6 \text{ mmca}$$

Como la instalación consta de 72 colectores colocados en paralelo la pérdida de carga total es la pérdida de carga de uno solo:

$$\Delta P = 9,6 \text{ mmca}$$

Pasando estas unidades a Pa (1 mmca = 9,8 Pa) queda lo siguiente:

$$\Delta P_{\text{colectores}} = 0.094 \text{ kPa}$$

8.5.3.1.4. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN LAS TUBERÍAS DEL SUELO RADIANTE

Las tuberías empleadas en la aplicación de suelo radiante tienen una longitud $L=146.31 \text{ m}$ como se calcula en el apartado del dimensionado del suelo radiante. Tienen un diámetro interno de 29 mm con un espesor de 3 mm. La velocidad del fluido a su través es de 0.5 m/s. el número de Reynolds es el siguiente:

$$Re = 18170.42$$

Por tanto, la pérdida de carga en dichas tuberías es:

$$\Delta P_{\text{suelo_radiante}} = 2.221 \text{ kPa}$$

8.5.3.2. POTENCIAS DE LAS BOMBA

A continuación, una vez calculadas todas las pérdidas de carga que se producen en los distintos elementos, se calculan las potencias necesarias para las 3 bombas de la instalación.

8.5.3.2.1. BOMBA 1

Se considera la bomba 1 a aquella que está situada en el circuito primario y que debe llevar la mezcla de propilenglicol y agua a los colectores solares.

Para el caso de la bomba 1, el valor de la pérdida de carga total, es la suma de las pérdidas de carga en los colectores, tuberías y en los accesorios, tiene el siguiente valor:



$$\Delta P1 = 0.094 + 228.83 = 228.92 \text{ kPa}$$

Por tanto, la potencia que necesita esta bomba es la siguiente:

$$Wb1 = \Delta P b1 \cdot \frac{m1}{\rho1} = 228.92 \cdot 10^3 \cdot \frac{1.236}{1030} = 274.71 \text{ W}$$

La bomba seleccionada para esta aplicación es de la firma GRUNDFOS, modelo CHV 4, ya que se adapta a las condiciones de diseño.

8.5.3.2.2. BOMBA 2

Se denomina bomba 2, a la bomba situada en el circuito secundario, que impulsa el fluido entre el intercambiador de calor y el acumulador térmico solar.

Las pérdidas de carga a las que tiene que hacer frente la bomba, son las del intercambiador del circuito y las tuberías del circuito, el valor de la potencia necesaria en esta bomba es:

$$\Delta P2 = 40 + 4.635 = 44.635 \text{ kPa}$$

La potencia que necesita esta bomba es la siguiente:

$$Wb2 = \Delta P b2 \cdot \frac{m2}{\rho2} = 44.635 \cdot 10^3 \cdot \frac{1.236}{1000} = 55.16 \text{ W}$$

La bomba seleccionada para esta aplicación es de la firma GRUNDFOS, modelo CHV 4, ya que se adapta a las condiciones de diseño.

8.5.3.2.3. BOMBA 3

Se denomina bomba 3 a aquella situada a la salida del tanque de acumulación solar. Tiene que soportar las pérdidas de carga de los circuitos del secundario, y del intercambiador de calor del agua caliente sanitaria.

$$\Delta P3 = 40 + 1.569 = 41.569 \text{ kPa}$$

Su potencia se calcula a partir de la expresión siguiente:



$$Wb3 = \Delta P_{b3} \cdot \frac{m3}{\rho3} = 41.569 \cdot 10^3 \cdot \frac{0.76}{1000} = 31.59 \text{ W}$$

La bomba seleccionada para esta aplicación es de la firma GRUNDFOS, modelo CHV 4, ya que se adapta a las condiciones de diseño.

8.5.3.2.4. BOMBA 4

La bomba cuatro es la bomba situada entre la máquina de absorción, o el suelo radiante en invierno y el resto de la instalación.

Es la encargada de impulsar el agua procedente de la máquina de absorción o suelo radiante, hacia la caldera. La pérdida de carga que sufre esta bomba es:

$$\Delta P4 = 70.1 \text{ kPa}$$

Se considera la pérdida de carga de la máquina de absorción, al ser esta mucho mayor que la del suelo radiante, tomando dicho dato se realiza el cálculo para el momento más desfavorable.

El valor de la potencia necesaria de la que tiene que disponer la bomba 4 es el siguiente:

$$Wb4 = \Delta P_{b4} \cdot \frac{m4}{\rho4} = 70.1 \cdot 10^3 \cdot \frac{0.76}{1000} = 53.27 \text{ W}$$

La bomba seleccionada para esta aplicación es de la firma GRUNDFOS, modelo CHV 4, ya que se adapta a las condiciones de diseño.

8.6. SISTEMAS DE EXPANSIÓN

Los vasos de expansión son dispositivos que absorben las dilataciones que el agua sufre por la diferencia de temperaturas. Cuando aumenta la temperatura y el fluido se dilata, el fluido sobrante entra en los vasos de expansión.

Para calcular el volumen necesario de los vasos de expansión se calcula el volumen máximo y mínimo del fluido.



8.6.1. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO PRIMARIO

El volumen del primer vaso de expansión es el siguiente:

$$V_{c1} = V_{colectores} + V_{tuberías} + V_{ic1}$$

A continuación se calcula el volumen en los colectores:

$$V_{colectores} = 1.85 \frac{l}{colector} \cdot 72 = 133.2 l$$

El volumen en las tuberías se calcula de la forma siguiente:

$$V_{tuberías} = L_{tuberías} \cdot A_{tuberías} = 252.43 \cdot \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} = 144.53 l$$

Los datos de la capacidad del intercambiador se extraen de la hoja de especificaciones del mismo, tiene un valor de:

$$V_{ic1} = 0.75 l$$

El volumen total es por tanto, el siguiente:

$$V_{c1} = 133.2 + 144.53 + 0.75 = 278.48 l$$

El volumen del vaso de expansión necesario para el circuito primario, se calcula de la forma siguiente:

$$V_{ve1} = \frac{V_{c1}}{\rho_l} (\rho_{max1} - \rho_{min1})$$

Sustituyendo los datos en la ecuación queda lo siguiente:

$$V_{ve1} = \frac{278.48}{1030} (1030 - 900) = 35.14 l$$

Se decide utilizar un vaso de expansión de la marca TERMOCAN de 40 l, cuyo código es TS5240. En la siguiente figura se puede apreciar un vaso de este tipo.



Figura 41: Vaso de expansión de TERMOCAN

8.6.2. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO SECUNDARIO

El volumen que se utiliza para calcular el vaso de expansión del circuito secundario, es la suma del volumen de todas las.

El volumen de las tuberías se calcula de forma análoga al anterior:

$$V_{tuberías} = L_{tuberías} \cdot A_{tuberías} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} = 1.17 l$$

Por tanto el volumen total es el siguiente:

$$V_{c2} = 1.17 l$$

Para calcular el volumen del vaso de expansión, se realiza la siguiente operación:

$$V_{ve2} = \frac{V_{c2}}{\rho_2} (\rho_{max 2} - \rho_{min 2}) = \frac{1.17}{1000} (1000 - 958.05) = 0.049 l$$

En este caso no es necesaria la colocación de un vaso ya que la dilatación es absorbida por el tanque de acumulación.

8.6.3. VASO DE EXPANSIÓN DEL CIRCUITO TERCIARIO

Para el cálculo del volumen del circuito terciario, se toma la otra mitad del volumen del tanque de acumulación solar y el volumen de las tuberías de este circuito.

El volumen de las tuberías se calcula de forma análoga al anterior:



$$V_{tuberías} = L_{tuberías} \cdot A_{tuberías} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} = 1.17 l$$

Por tanto el volumen total es el siguiente:

$$V_{c2} = 1.17 l$$

Para calcular el volumen del vaso de expansión, se realiza la siguiente operación:

$$V_{ve1} = \frac{V_{c2}}{\rho_2} (\rho_{max 2} - \rho_{min 2}) = \frac{1.17}{1000} (1000 - 958.05) = 0.049 l$$

En este caso no es necesaria la colocación de un vaso ya que la dilatación es absorbida por el tanque de acumulación.

Para el caso del circuito de ACS no se hace uso de ningún vaso de expansión. Esto se debe a que el circuito de ACS es un circuito abierto, a diferencia de los anteriores, por tanto la dilatación del fluido no afectará a las tuberías, al regularse las sobrepresiones por ser un circuito abierto.

8.7. SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Para el sistema de verano se hace uso de una máquina de absorción de la firma YAZAKI. Mediante este tipo de máquinas se hace uso del calor residual de los colectores, de tal forma que aporta un menor consumo energético y una mejora económica.

La elección de la máquina se realiza en función de la demanda de climatización de las viviendas, eligiendo el modelo que mejor se adecua a las condiciones de la instalación.

La demanda máxima calculada para la climatización del conjunto de las 28 viviendas es de unos 165 kW, es por ello que se ha seleccionado el modelo CH-K50, capaz de suministrar 176 kW de capacidad frigorífica.

Las características de la máquina de absorción se suministran en el apartado de anexos. En la siguiente figura podemos ver una fotografía de este tipo de aparatos.



Figura 42: Máquina de absorción

(Fuente: YAZAKI)



8.8. SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Para la instalación funcionando en invierno, se dispone de suelo radiante, dicha instalación se utiliza para calefactar las cuatro habitaciones de la primera planta y el salón de la planta baja. Para el dimensionado se hace necesario calcular la longitud de tubo necesaria para cubrir la demanda de calefacción.

El esquema de resistencias térmicas que representa la transferencia de calor en el sistema de suelo radiante es el siguiente.

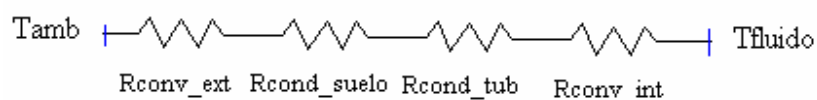


Figura43: Esquema de resistencias del suelo radiante

La longitud necesaria de tubería necesaria para la aplicación de suelo radiante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Q = \frac{\Delta Tlm}{\sum R_t}$$

Donde:

- $\sum R_t$ es la suma de todas las resistencias térmicas [K / W].
- ΔTlm es el incremento de temperatura logarítmico medio [K].

8.8.1. CALCULO DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS

8.8.1.1. CONVECCIÓN EXTERIOR

La resistencia térmica exterior se calcula de la siguiente forma:

$$R_{conv_ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A}$$

Donde el coeficiente convectivo exterior se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_{ext} = \frac{K_{aire} \cdot Nu_{ext}}{l_c}$$



Donde:

- Nu_{ext} es el número de Nusselt exterior para el caso de flujo superior y placa caliente y se calcula mediante la siguiente relación del libro Incropera, 1999:

$$Nu_{ext} = 0.15 \cdot Ra^{1/3}$$

Donde:

- Ra es el número de Rayleigh y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$$

Donde:

- L se calcula mediante la siguiente expresión:

$$L = \frac{A}{P} = 0.97$$

- T_s es la temperatura de suelo [°C].
- T_∞ es la temperatura de la habitación [°C].
- β es el coeficiente de pasividad térmica y se obtiene de la siguiente expresión:

$$\beta = \frac{1}{\left(\frac{T_s + T_\infty}{2}\right)} = 0.039$$

8.8.1.2. CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL SUELO

En el capítulo 2, se calcula éste valor mediante la composición del suelo, para este caso se tiene solo en cuenta la madera:

$$R_{cond_suelo} = \frac{e_{madera}}{K_{madera} \cdot A} = \frac{0.88}{A}$$



8.8.1.3. CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LOS TUBOS

Se emplean tubos de tipo reticulado de la firma IBÉRICA DEL CALOR, tipo ROTH Alu-Laserplus.

Para calcular la resistencia térmica de conducción en la tubería se utiliza la siguiente expresión:

$$R_{cond_tub} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext_tub}}{D_{int_tub}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{tub} \cdot L_{tub}}$$

Donde:

- D_{int_tub} es el diámetro interior de la tubería 32 mm.
- D_{ext_tub} es el diámetro exterior de la tubería 29 mm.
- K_{tub} es la conductividad térmica de los tubos, tiene un valor de $0.44 \frac{W}{m \cdot K}$.
- L_{tub} es la longitud de la tubería que en este caso es el dato a calcular [m].

8.8.1.4. CONVECCIÓN INTERIOR

La resistencia térmica interior se calcula de la siguiente forma:

$$R_{conv_int} = \frac{1}{h_{fluido} \cdot A}$$

El coeficiente de convección interior se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_{fluido} = \frac{K_{fluido} \cdot Nu_{fluido}}{D_{int_tub}}$$

Donde:

- K_{fluido} es la conductividad térmica del fluido interior, en este caso agua $0.58 \frac{W}{m \cdot K}$.
- Nu_{fluido} es el número de Nusselt del fluido interior y se calcula mediante la ecuación de Dittus-Boelter:



$$Nu_{ext} = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$

Donde:

- Re es el número de Reynolds y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{fluido} \cdot D_{int_tub}}{\mu}$$

Donde:

- ρ es la densidad del agua $1000 \frac{Kg}{m^3}$.
- μ es la viscosidad del agua $0.798 \cdot 10^{-3} \frac{N \cdot s}{m^2}$.
- V_{fluido} es la velocidad el fluido a través de los tubos y tiene un valor de:

$$V_{fluido} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot \frac{D_{int_tub}^2}{4}}$$

Por tanto queda una velocidad de:

$$V_{fluido} = 0.5 m/s$$

- D_{int_tub} es el diámetro interior de la tubería y tiene un valor de 29 mm.

Sustituyendo en la expresión se tiene un valor de:

$$Re = 18170.4$$

- Pr es el número Prandtl y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{K}$$



Donde:

- C_p es el calor específico del fluido y tiene un valor de $4180 \text{ J / Kg} \cdot \text{K}$.
- K es la conductividad térmica de fluido y tiene un valor de $0.58 \text{ W / m} \cdot \text{K}$.

Por tanto el número de Prandtl tiene el siguiente valor:

$$Pr = 5.75$$

El número de Nusselt tiene un valor de:

$$Nu_{ext} = 118.34$$

Con el número de Nusselt ya es posible calcular el coeficiente de convección interior de los tubos:

$$h_{fluido} = 2366.7 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

El área de calcula mediante la siguiente expresión:

$$A = \pi \cdot D_{int_tubo} \cdot L_{tubo}$$

8.8.2. CALCULO DEL INCREMENTO DE TEMPERATURA LOGARÍTMICO MEDIO

El cálculo de dicho parámetro se realiza mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(Tsuelo\ radiante_i - Tamb) - (Tsuelo\ radiante_o - Tamb)}{\ln\left(\frac{Tsuelo\ radiante_i - Tamb}{Tsuelo\ radiante_o - Tamb}\right)} = 20.59 \text{ K}$$



8.8.3. ÁREA TOTAL

El área total de suelo, de las cuatro habitaciones y el salón comedor, de las 28 viviendas es el siguiente:

$$A = 1790.88 m^2$$

8.8.4. LONGITUD DE TUBERÍA

Se deciden instalar 4 lazos en cada habitación con lo cual la longitud de tubería es de:

$$L=179.81 \text{ m}$$

8.9. OTROS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN

8.9.1. VÁLVULAS DE SEGURIDAD

Se utilizan válvulas de seguridad, con el fin de la protección del campo de colectores. Para ello la válvula seleccionada es de tipo angular a 90° de apertura total instantánea, asiento completo, cargada a resorte, anillo de regulación, convencional o equilibrada, de la casa VALVULAS INTERNACIONAL S.A, modelo 6400.

Se emplea una válvula por cada fila de colectores, como los colectores están distribuidos en 12 filas, se precisan 12 válvulas.

Según las especificaciones del fabricante, su diseño está basado en la ISO 4126-1.

En la siguiente fotografía se puede apreciar este tipo de válvula.



Figura44: Válvula de seguridad de la casa VALVULAS INTERNACIONAL S.A.

8.10. SISTEMAS AUXILIARES

8.10.1. CALDERA AUXILIAR

Es necesario en uso de una caldera auxiliar en el sistema por dos razones:

- Por la falta de continuidad energética de las instalaciones solares.
- Porque no se cubre la totalidad de la demanda mediante los colectores solares.

La energía aportada por los captadores no siempre es suficiente para atender la demanda energética de las viviendas. La función de la caldera auxiliar es aumentar la temperatura del agua, cuando ésta no alcanza la necesaria mediante el sistema de captación solar. El agua calentada por la caldera es para las tres aplicaciones de la instalación, para el generador de la máquina de absorción, para el suelo radiante y para ACS.

A continuación se calcula la potencia que debe tener la caldera.



La caldera no atiende simultáneamente la demanda de las tres aplicaciones, existen dos casos posibles, la demanda simultanea de ACS y climatización y la demanda de ACS y calefacción.

En la siguiente tabla se expresa la demanda de ACS total de un día medio de cada mes y la que no puede ser atendida mediante el sistema de captación solar:

Mes	Demanda total de ACS (W)	Demanda atendida (W)	Demanda no atendida (W)
ENE	25978,11	4753,99	21224,12
FEB	25497,04	10555,77	14941,26
MAR	24534,89	15064,42	9470,47
ABR	23572,73	19753,95	3818,78
MAY	23091,66	23091,66	0
JUN	22610,58	14561,21	8049,37
JUL	22129,51	11839,28	10290,22
AGOS	22610,58	10920,910	11689,67
SEP	23091,66	15910,15	7181,51
OCT	23572,73	19376,78	4195,95
NOV	24534,89	11850,35	12684,54
DIC	25978,11	6052,90	19925,21

En la siguiente tabla se expresan las demandas de climatización y calefacción totales de todo el año.

Mes	Demanda total de calefacción (W)	Demanda total de climatización (W)
ENE	112497,27	0
FEB	85002,92	0
MAR	62913,85	0
ABR	0	0
MAY	0	0
JUN	0	125505,32
JUL	0	153496,220
AGOS	0	165838,08
SEP	0	112648,48
OCT	0	0
NOV	73991,96	0
DIC	106057,11	0



Pero no toda esta demanda de frío y calor se atiende mediante el sistema solar, a continuación se representan los valores de demanda de frío y calor atendidas por la instalación y la no atendida, los cuales van a tener que ser aportados por el sistema auxiliar.

Mes	Demanda de calefacción atendida (W)	Demanda de climatización atendida (W)
ENE	13837,16	0
FEB	16575,57	0
MAR	20195,34	0
ABR	0	0
MAY	0	0
JUN	0	47943,03
JUL	0	58021,57
AGOS	0	60530,90
SEP	0	42355,82
OCT	0	0
NOV	15464,31	0
DIC	13681,36	0

Mes	Demanda de calefacción no atendida (W)	Demanda de climatización no atendida (W)
ENE	98660,11	0
FEB	68427,35	0
MAR	42718,50	0
ABR	0	0
MAY	0	0
JUN	0	77562,29
JUL	0	95474,64
AGOS	0	105307,18
SEP	0	70292,65
OCT	0	0
NOV	58527,64	0
DIC	92375,74	0

Sumando todas las demandas no atendidas, de calefacción y ACS en invierno y de climatización y ACS en verano, queda lo siguiente:



Mes	Demanda de calefacción, climatización y ACS no atendida (W)
ENE	119884,23
FEB	83368,61
MAR	52188,97
ABR	3818,78
MAY	0
JUN	85611,66
JUL	105764,86
AGOS	116996,85
SEP	77474,16
OCT	4195,95
NOV	71212,18
DIC	112300,95

La demanda máxima no atendida es la del mes de enero con 119.88 kW, por tanto la caldera que se instale tiene que ser capaz de atender esta demanda.

Se decide instalar una caldera auxiliar de la firma Viessmann, modelo Vitocrossal 200, cuya potencia va desde 87 a 311 kW.

Las ventajas de ésta caldera, dadas por el fabricante, son las siguientes:

- Unidad de condensación con quemador por radiación MatriX, de 87 a 311 kW, para instalación de dos calderas hasta 622 kW.
- Rendimiento estacional: hasta el 97% (Hs) / 108% (Hi).
- Temperatura de funcionamiento permitida hasta 100 °C.
- Elevada fiabilidad y larga vida útil gracias a la superficie de intercambio térmico Inox-Crossal de acero fino inoxidable.
- Superficie de intercambio térmico Inox-Crossal para una transmisión del calor de gran eficacia y un alto grado de condensación.
- Efecto de autolimpieza gracias a las superficies lisas de acero inoxidable.
- Combustión poco contaminante gracias a una baja carga térmica en el hogar y a la cámara de combustión de un solo paso.
- Quemador por radiación MatriX hasta 311 kW para un funcionamiento especialmente silencioso y ecológico con un campo de modulación del 33 al 100%.
- Se puede elegir entre funcionamiento atmosférico o estanco.
- Todas las conexiones hidráulicas se pueden montar desde arriba.
- Incluye la guía colectora de gases de escape prefabricada y las tuberías del sistema como accesorios.



En la siguiente imagen se puede apreciar la caldera de Viessmann.



Figura 45: Caldera Vitocrossal 200

8.10.2. PURGADORES

Se decide la utilización de 12 purgadores a lo largo de la instalación para poder extraer el aire de los circuitos.

Se selecciona el purgador PURG-O-MAT 150 SOLAR de la casa SALVADOR ESCODA ya que ha sido desarrollado especialmente para las instalaciones solares térmicas en las que tiene mucha importancia la resistencia a temperaturas muy elevadas.

8.10.3. FAN-COILS

Para el dimensionado de los fan-coils se utilizan los resultados obtenidos en el apartado del cálculo de cargas térmicas. En dicho cálculo se tiene que el mes con más carga térmica necesaria de climatización es el mes de agosto. Como la climatización se realiza para el



salón-comedor y la habitación principal, las cargas térmicas a las que tienen que hacer frente los fan-coils son de 3 kW por habitación.

Los fan-coils que son necesarios son 56, uno en cada estancia de las 28 viviendas.

La firma utilizada es Tecnaterm, modelo FCC- 900 W. cuya potencia frigorífica es de 3.3. kW.

En la imagen siguiente se puede apreciar este tipo de fan coil.



Figura 46: Fancoils de la marca Tecnaterm, modelo FCC- 900 W



CAPÍTULO 9

ESTUDIO DEL IMPACTO AMBIENTAL



9.1. INTRODUCCIÓN

El estudio medioambiental de cualquier instalación tiene una gran importancia hoy en día. Pero antes de ser capaces de realizar un estudio medioambiental, lo primero es conocer que es la contaminación.

La contaminación es cualquier sustancia o forma de energía que puede provocar algún daño o desequilibrio en un ecosistema, en el medio físico o en un ser vivo. Es siempre una alteración negativa del estado natural del medio ambiente, y por tanto, se genera como consecuencia de la actividad humana.

Hay que tener en cuenta que el aumento de población provoca también un aumento de la contaminación. De hecho, está muy relacionado el crecimiento de un país con el aumento de la contaminación del mismo.

Los principales problemas medioambientales con los que el ser humano convive son los siguientes:

- La contaminación atmosférica.
- El cambio climático.
- El efecto invernadero.
- La destrucción de la capa de ozono.
- El agotamiento del agua dulce, la acidificación del agua.
- El aumento de la acidez de los suelos.
- La contaminación de las aguas y de los suelos.
- El uso de pesticidas y fertilizantes.
- La gran cantidad residuos industriales, sanitarios, urbanos, agrícolas y ganaderos no tratados.
- El Deshielo de los glaciales.
- La pérdida de la biodiversidad.
- Deforestación y desertización.

Los problemas medioambientales que pueden repercutir en la ecosostenibilidad de un entorno local:

- Vertido de petróleo y agentes contaminantes en el mar o la tierra.
- Incendios incontrolados.
- Desaparición de especies locales, necesarias para el equilibrio.
- Introducción de especies vegetales o animales, ajenas al entorno y que atentan contra el equilibrio local.
- Construcción masiva en zonas rurales o de reserva.



- Cambio de usos del suelo.
- Ubicación de fábricas contaminantes y/o con mal manejo de residuos etc.

En la siguiente tabla se representan algunos datos de emisiones de CO₂ en función del combustible.

Combustible	Emisión de CO ₂ (kg/kWh)
Gas natural	0,44
Fuelóleo	0,71
Biomasa (leña, madera)	0,82
Carbón	1,45



9.2. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE LA INSTALACIÓN DE ACS

Para calcular las emisiones producidas al satisfacer la demanda de ACS, es preciso antes conocer la demanda atendida por la caldera de gas, cuyo rendimiento es de 0.9. Ésta demanda es la energía que no es posible aportar mediante el sistema solar. Para éste apartado, se hace uso del factor solar, calculado en apartados anteriores.

En la siguiente tabla se representa, la demanda atendida por el sistema de captación y la demanda que no es posible atender por el mismo y que por consiguiente, es aportado por la caldera auxiliar.

Mes	Demanda atendida por el sistema solar (kWh)	Demanda no atendida por el sistema solar (kWh)
ENE	1314,65	5869,25
FEB	2636,57	3731,96
MAR	4165,87	2618,93
ABR	5286,48	1021,96
MAY	6558,11	0
JUN	3896,82	2154,14
JUL	3274,00	2845,62
AGOS	3020,03	3232,62
SEP	4257,82	1921,89
OCT	5358,40	1160,33
NOV	3171,35	3394,59
DIC	1673,85	5510,06

Una vez conocida la potencia que tiene que ser aportada por la caldera, es necesario conocer las emisiones que por satisfacer esta demanda se emiten.

En el caso del uso de gas natural en la caldera, las emisiones son 0.44 kg/kWh. En la siguiente tabla se representa la demanda que debe atender la caldera en kWh de combustible, es decir, haciendo uso del rendimiento de la caldera, y las emisiones emitidas.



Mes	Demanda atendida por la caldera en kWh de combustible	Emisiones en kg de CO ₂ de la instalación solar
ENE	6521,39	2869,41
FEB	4146,62	1824,51
MAR	2909,92	1280,36
ABR	1135,52	499,62
MAY	0	0
JUN	2393,49	1053,13
JUL	3161,80	1391,19
AGOS	3591,80	1580,39
SEP	2135,43	939,59
OCT	1289,26	567,27
NOV	3771,77	1659,57
DIC	6122,29	2693,80

Pero, si por el contrario, toda la demanda, hubiese sido atendida por una caldera convencional, con rendimiento igual a 0,9, las emisiones hubiesen sido las representadas en la siguiente tabla.

Mes	Demanda total en kWh de combustible	Emisiones en kg de CO ₂ emitidas por una instalación convencional
ENE	7982,13	3512,13
FEB	7076,15	3113,50
MAR	7538,68	3317,01
ABR	7009,40	3084,13
MAY	7095,22	3121,89
JUN	6723,30	2958,25
JUL	6799,59	2991,81
AGOS	6947,41	3056,85
SEP	6866,35	3021,19
OCT	7243,04	3186,93
NOV	7295,49	3210,01
DIC	7982,13	3512,13

Por tanto las emisiones que se ahorran al utilizar este tipo de instalaciones son las siguientes.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Mes	Emisiones ahorradas en ACS en kg de CO ₂
ENE	642,72
FEB	1288,99
MAR	2036,64
ABR	2584,50
MAY	3206,19
JUN	1905,11
JUL	1600,62
AGOS	1476,46
SEP	2081,60
OCT	2619,66
NOV	1550,43
DIC	818,32

Como se puede apreciar la reducción de emisiones es considerable.



9.3. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE LA INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN

En la instalación térmica del proyecto, la demanda de frío es atendida por una máquina de absorción. El agua caliente, que sale del sistema de captación, alimenta al generador de la máquina.

Pero no es posible atender toda esta demanda mediante la instalación solar, es por ello, que se utiliza la caldera auxiliar para poder atender la totalidad de la demanda mediante el sistema de absorción. La caldera calienta el agua que sale de los colectores hasta la temperatura requerida por el generador de la máquina.

En la siguiente tabla se representa la demanda de calefacción que es posible atender mediante el sistema de captación y la que es necesario que sea suministrada por la caldera.

Mes	Demanda de climatización atendida por la instalación solar (W)	Demanda de climatización atendida por la caldera auxiliar (W)
ENE	0	0
FEB	0	0
MAR	0	0
ABR	0	0
MAY	0	0
JUN	47943,03	77562,29
JUL	58021,57	95474,64
AGOS	60530,90	105307,18
SEP	42355,82	70292,65
OCT	0	0
NOV	0	0
DIC	0	0

La caldera auxiliar se alimenta de gas natural, por tanto, las emisiones son 0,44 kg de CO₂ por kWh de combustible. Hay que tener en cuenta que el rendimiento de dicha caldera es de 0,9 y que las horas diarias durante las cuales se utiliza el sistema de climatización son 5, este dato está tomado del “Proyecto Indel” de REE.

En el siguiente gráfico se representan las horas durante las cuales el sistema de climatización es utilizado.

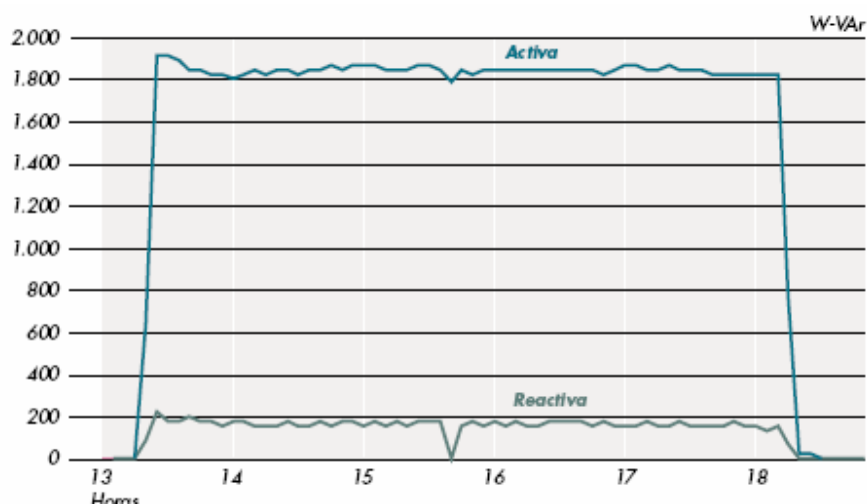


Figura 47: Ejemplo de consumo registrado en un equipo de aire acondicionado

(Fuente: REE)

En la siguiente tabla se representa la demanda atendida por la caldera en kWh de combustible y las emisiones que se producen por la misma.

Mes	Demanda de climatización atendida por la caldera en kWh de combustible	Emisiones de CO ₂ en kg de la instalación solar
ENE	0	0
FEB	0	0
MAR	0	0
ABR	0	0
MAY	0	0
JUN	13357,95	5877,49
JUL	15912,44	7001,47
AGOS	18136,23	7979,94
SEP	12105,95	5326,62
OCT	0	0
NOV	0	0
DIC	0	0

Las emisiones debidas a la climatización de las 28 viviendas, utilizando un sistema convencional, mediante una máquina de compresión mecánica, alimentada por electricidad, cuyas emisiones son 0.57 kg de CO₂ por kWh de electricidad, es la siguiente.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Mes	Emisiones de CO ₂ en kg de una instalación convencional
ENE	0
FEB	0
MAR	0
ABR	0
MAY	0
JUN	9921,19
JUL	11742,46
AGOS	13109,50
SEP	8904,86
OCT	0
NOV	0
DIC	0

Las emisiones ahorradas por este tipo de instalación son las representadas en la tabla siguientes.

Mes	Emisiones de CO ₂ en kg ahorradas en climatización
ENE	0
FEB	0
MAR	0
ABR	0
MAY	0
JUN	4043,69
JUL	4740,98
AGOS	5129,55
SEP	3578,24
OCT	0
NOV	0
DIC	0



9.4. CÁLCULO DE LAS EMISIONES DE LA INSTALACIÓN DE CALEFACCIÓN

La demanda de calefacción que no es posible atender y que por consiguiente, deben ser atendidas por la caldera, para calentar el agua que es suministrada al suelo radiante, es la siguiente.

Mes	Demanda de calefacción atendida por la caldera auxiliar (W)
ENE	98660,11
FEB	68427,35
MAR	42718,50
ABR	0
MAY	0
JUN	0
JUL	0
AGOS	0
SEP	0
OCT	0
NOV	58527,64
DIC	92375,74

La caldera auxiliar se alimenta de gas natural, al igual que para el caso de la climatización, las emisiones son 0,44 kg de CO₂ por kWh de combustible. Hay que tener en cuenta que el rendimiento de dicha caldera es también de 0,9 y que las horas diarias durante las cuales se utiliza el sistema de calefacción son 5, este dato está tomado del “Proyecto Indel” de REE.

En la siguiente figura se pueden ver las horas de funcionamiento:

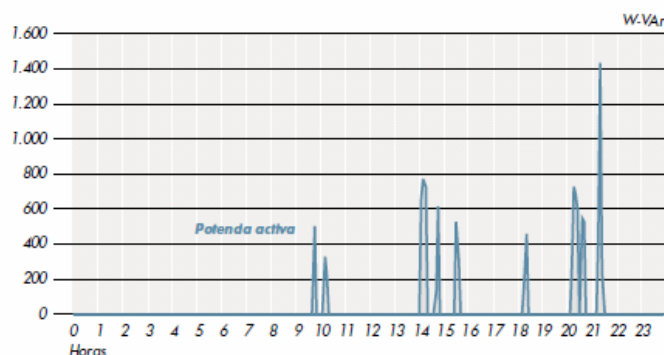


Figura 48: Ejemplo de consumo registrado en un equipo de calefacción

(Fuente: REE)



Las emisiones que se emiten por esta carga, son las representadas en la tabla siguiente.

Mes	Emisiones de CO ₂ en kg emitidas en la instalación
ENE	7476,24
FEB	4683,47
MAR	3237,11
ABR	0
MAY	0
JUN	0
JUL	0
AGOS	0
SEP	0
OCT	0
NOV	4292,02
DIC	7000,02

Las emisiones que se hubiesen emitido en un sistema convencional hubiesen sido las siguientes.

Mes	Emisiones de CO ₂ en kg emitidas por un sistema convencional
ENE	7672,31
FEB	5817,97
MAR	4767,47
ABR	0
MAY	0
JUN	0
JUL	0
AGOS	0
SEP	0
OCT	0
NOV	5426,07
DIC	8036,77

El ahorro que supone este tipo de instalaciones, en cuanto a emisiones de CO₂, es el representado en la siguiente tabla.



Mes	Emisiones de CO ₂ en kg ahorradas en calefacción
ENE	196,07
FEB	1134,50
MAR	1530,35
ABR	0
MAY	0
JUN	0
JUL	0
AGOS	0
SEP	0
OCT	0
NOV	1134,05
DIC	1036,74

9.5. AHORRO DE EMISIONES DE LA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA

Sumando las emisiones que se ahorran en ACS, climatización y calefacción mensuales, se obtienen que el ahorro mensual de emisiones de CO₂ que se produce sea el siguiente.

Mes	Emisiones de CO ₂ en kg ahorradas
ENE	838,79
FEB	2423,49
MAR	3567,01
ABR	2584,50
MAY	3206,19
JUN	5948,81
JUL	6341,61
AGOS	6606,02
SEP	5659,84
OCT	2619,66
NOV	2684,48
DIC	1855,07



CAPÍTULO 10

ESTUDIO ECONÓMICO



10.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza el estudio económico de la instalación, para poder ver si es un proyecto viable.

En primer lugar se calcula el coste inicial que supone la instalación, se cuantifican los elementos utilizados y el precio de cada unidad.

Hay que tener en cuenta que la Comunidad de Extremadura concede subvenciones para este tipo de instalaciones. Dichas subvenciones se recogen en el Decreto 263/2008, de 29 de diciembre. Este tipo de ayudas económicas facilitan la viabilidad de este tipo de proyectos al disminuir el coste inicial de la instalación.

Por último, se estudia el tiempo que tarda el proyecto en amortizarse a través de diferentes herramientas económicas, como el VAN, la tasa de inflación, etc. Cuanto menos tarda un proyecto en amortizarse, antes se alcanzan los beneficios y mayor viabilidad tiene.

10.2. CÁLCULO DEL COSTE INICIAL DE LA INSTALACIÓN

En la tabla siguiente se detalla el coste de los diferentes elementos que componen el proyecto.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Componente	Marca	Modelo	Cantidad	Precio total (€)
Catador solar	Gamesa solar	Gamelux N	72	36000
Aticongelante	Lumelco	502210	2500	19500
Tanque de acumulación solar	Savador Escoda	Irogas	2	12118
Tanque de ACS	Savador Escoda	Irogas	1	2859
Intercambiador de placas	Viessmann	Vitotrans 100	2	600
Tuberías	Tubocobre	L	256.46	7693.8
Aislante	Armaflex	Armaflex	252.46	757.38
Vaso de expansión	Termocan	40 l	1	91
Máquina de absorción	Yazaki	CH-K50	1	30000
Purgador	Salvador Escoda	Purg-o-mat 150 solar	12	600
Caldera Auxiliar	Viessmann	Vitocrossal 200	1	2000
Fancoil	Tecnaterm	FCC- 900 W	56	4200
Bomba de circulación	Dafoss	CHV	4	5405.84
Válvula de seguridad	Válvulas internacional	6400	12	600
Suelo radiante	Ibérica de calor	Multicapa	179.81	7192.4
TOTAL				129617.42



10.3. SUBENCIONES DE LA COMUNIDAD DE EXTREMADURA

Las bases reguladoras del régimen de concesión de subvenciones para la promoción de las energías renovables en Extremadura se establecen en el DECRETO 263/2008, de 29 de diciembre.

La cuantía de las ayudas se establece en el Anexo I de dicho documento, con un límite máximo de 40000 € por proyecto.

Dicho decreto diferencia entre distintos tipos de proyectos:

- Instalaciones por elementos.
- Instalaciones con sistemas prefabricados.
- Aplicaciones especiales.
- Proyectos innovadores.

Dentro del anexo I, en el apartado de energía solar térmica, se especifica que la cuantía máxima de este tipo de aplicaciones es del 37 % del coste de referencia.

El proyecto diseñado consta de una superficie de captación de 72 colectores, cada uno de los cuales tiene 2.1 m^2 de superficie, por tanto el área total es:

$$A = 151.2 \text{ m}^2$$

Dicho proyecto se puede englobar en el apartado de proyectos innovadores, ya que, además de utilizarse la energía solar para la producción de ACS, también es utilizada para la producción de frío para climatización y calor para calefacción. Según el Plan de Energías Renovables 2005-2010, una de las características de los proyectos innovadores es la aplicación de refrigeración con energía solar.

Por tanto, la subvención que se concede a este tipo de instalaciones es de 40000 €, con ello, el coste de la inversión inicial disminuye hasta el siguiente valor:

$$\text{Coste} = 129617.42 - 40000 = 89617.42 \text{ €}$$



10.4 AHORRO ECONÓMICO

10.4.1. AHORRO ANUAL

En este apartado se calcula el ahorro anual que supone la sustitución de una instalación tradicional por la descrita en el proyecto, alimentada mediante energía solar.

En una instalación tradicional, toda la demanda de ACS y calefacción es cubierta mediante una caldera de gas natural, a su vez, la demanda de frío es cubierta por una máquina de compresión mecánica, alimentada por electricidad.

En la instalación descrita en el proyecto, la demanda se abastece mediante la energía solar captada por los colectores, disminuyendo así los kWh térmicos y eléctricos que consumiría el sistema tradicional.

El ahorro económico es el siguiente:

- Ahorro en la producción de ACS:

Los kWh térmicos que se ahorran mediante la utilización de energía solar para la producción de ACS en la instalación diseñada en el proyecto, son los siguientes:

$$49236,98 \text{ kWh}$$

El precio del Gas Natural, según la empresa Iberdrola es 0,046949 €/kWh, por tanto el ahorro que se produce es el siguiente:

$$Ahorro_ACS = 0.046949 \cdot 49236.98 = 2311€$$

- Ahorro en la producción de frío:

Los kWh anuales, atendidos por la instalación solar y por tanto, ahorrados son los siguientes:

$$32081,84 \text{ kWh}$$

Aplicando el rendimiento de la máquina de compresión mecánica, queda:

$$35646,49 \text{ kWh}$$

El precio del kWh eléctrico es 0.12 €/kWh, según Iberdrola, por tanto el ahorro en la producción de frío es el siguiente:



$$Ahorro_frío = 0.12 \cdot 35646.49 = 4277.57 \text{ €}$$

- Ahorro en la producción de calor:

Los kWh térmicos, atendidos por la instalación solar y por tanto ahorrados son los siguientes:

$$13373.19 \text{ kWh}$$

El precio del Gas Natural es el mencionado anteriormente, 0,046949 €/kWh, por tanto el ahorro que se produce es el siguiente:

$$Ahorro_calor = 0.046949 \cdot 13373.19 = 627.85 \text{ €}$$

El ahorro total anual tiene un valor de:

$$Ahorro_total = 7216.42 \text{ €}$$

10.4.2. AHORRO DEL COSTE DE EMISIONES DE CO₂

Para la realización del estudio económico de la instalación, se calcula el ahorro económico que se produce al emitir menos cantidad de CO₂. Dicho valor se calcula mediante el precio que tiene en bolsa el CO₂.

En la siguiente figura se puede ver dicho precio por tonelada de CO₂ es el siguiente.

PRECIOS CO2		15/10/2010
Precios	EUA (Spot)	CER (Spot)
Cierre	15,37 € -0,65 %	13,65 € -0,36 %
Máximo	15,48 €	13,67 €
Mínimo	15,35 €	13,60 €
Media (30 días)	15,33 €	13,72 €
Volumen Día	0	0
Volumen Año	0	0

Figura 49: Valor del CO₂

(Fuente: SENDCO₂)



Si las emisiones anuales que se ahorran de en la instalación tiene un valor de:

$$44335,49 \text{ kg de CO}_2$$

El ahorro anual que se produce es el siguiente:

$$Ahorro_{CO_2} = 15.37 \cdot 44.335 = 681.43 \text{ €}$$

10.5. PERÍODO DE AMORTIZACIÓN

La amortización es un término económico y contable, que da información de la rentabilidad de un proyecto. El período de amortización es el tiempo que tarda una inversión en ser rentable.

Dicho cálculo se realiza mediante la siguiente expresión:

$$BA = A \cdot \sum_1^n \left(\frac{1+c}{1+i} \right)^n - M \cdot \sum_1^n \left(\frac{1+e}{1+i} \right)^n - I$$

Donde:

- A es el ahorro anual su valor es 7897.85 €.
- c es el incremento del coste del combustible, su valor es 21.66%.
- e es la tasa de inflación anual, cuyo valor es del 1.9%, valor tomado del Ministerio de Economía y Hacienda.
- M es el coste de mantenimiento, considerado el 1% del coste de la inversión inicial, 896.17.
- i es el interés bancario, cuyo valor es del 5%.
- I es la inversión inicial, cuyo valor es 89617.42 €.
- N número de años de los que consta el estudio, se toman 20 años.

En la siguiente tabla se observan los diferentes valores para los 20 años del estudio.



AÑO	BA
1	-81337,1266
2	-73054,89
3	-64773
4	-56492,36
5	-48211,1
6	-39929,83
7	-31648,57
8	-23367,31
9	-15086,04
10	-6804,78
11	1476,48
12	9757,74
13	18039,01
14	26320,27
15	34601,53
16	42882,8
17	51164,07
18	59445,32
19	67726,59
20	76007,85

En la siguiente figura se representan los valores de la tabla anterior.

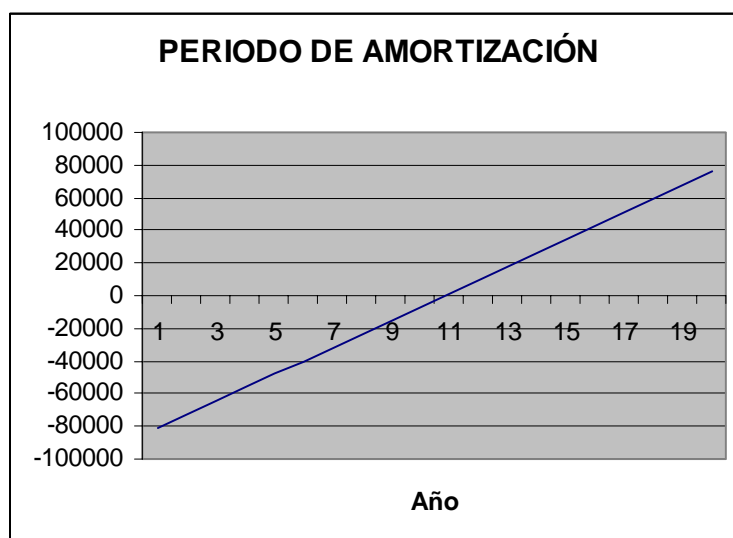


Figura 50: Período de amortización



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN
DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE
28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento
de Ingeniería
Térmica y de
Fluidos

Como todas las inversiones, el proyecto tiene un inicio negativo, pero en el año 11 el proyecto comienza a dar beneficios positivos, lo cual significa, que a partir de este año la instalación está amortizada y que el usuario, a parte de recuperar la inversión inicial, experimenta beneficios económicos.



CAPITULO 11

CONCLUSIONES



11.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO

El objetivo del proyecto es atender la mayor demanda posible de ACS, calefacción y climatización de las 28 viviendas ubicadas en la ciudad de Badajoz, mediante el uso de una instalación solar térmica. De esta forma se contribuye a la reducción de las emisiones de CO₂ que produciría una instalación convencional, además de producirse un ahorro económico para los usuarios de instalaciones solares térmicas.

Para ello, durante el diseño del proyecto, se hace uso de las especificaciones del CTE y del DITE 1.01, donde se especifica que dicha instalación debe atender el 70% de la demanda anual de ACS.

A continuación se detallan algunos de los resultados más significativos del diseño:

- La demanda de ACS diaria que se produce en el conjunto de las 28 viviendas tiene un valor de 3696 l/día.
- Para la instalación de climatización la demanda máxima de frío se produce para el mes de agosto, con un valor igual a 165838,0888 W.
- Para la instalación funcionando en invierno la demanda máxima de calor que se produce se da en el mes de enero con un valor igual a 112497,2789 W.
- La instalación consta de 72 colectores de la firma GAMESA SOLAR colocados en 12 filas de 6 colectores en paralelo cada una, orientados todos hacia el sur.
- Se calculan las pérdidas reales del colector, obteniéndose un valor máximo para el mes de julio de 272.95 W.
- Para atender la demanda de frío se utiliza una máquina de absorción, alimentada por agua calentada por los colectores y suministrando el frío a través de Fan-coils, colocados en cada estancia.
- Para atender la demanda de calor se emplea suelo radiante alimentado por el agua calentada por los colectores.
- Las emisiones ahorradas de CO₂ en comparación con una instalación convencional tienen un valor anual de 44335,49837 kg de CO₂.
- La instalación necesita una inversión inicial de 89617.42 €, amortizándose en un periodo de 11 años.



11.2. CONCLUSIÓN FINAL

Tras la realización del proyecto se llega a ciertas conclusiones en relación a las instalaciones solares.

Estas instalaciones son de gran importancia en la época en la que vivimos, ya que el ser humano se encuentra en un punto de inflexión tecnológicamente hablando. Esto es debido a que antiguamente la finalidad de la mayoría de las investigaciones tecnológicas iban encaminadas a aumentar la potencia de los aparatos, aumentar los rendimientos de los mismos, etc. En cambio, hoy en día, se puede apreciar en cualquier campaña publicitaria, que las principales firmas enfocan sus objetivos a mejorar el trato hacia el medio ambiente, desde los coches, en los cuales se ha disminuido notablemente el consumo y con ello las emisiones a la atmósfera, pasando por los electrodomésticos, los cuales cada vez consumen menos, colaborando así con el medio ambiente, y terminando con ejemplos como este tipo de instalaciones.

A través de diseños como el descrito en este proyecto, se colabora en gran medida a éste progreso tecnológico. Gracias a la utilización de la energía solar como medio de fuente energética, se produce una disminución notable en las emisiones de CO₂ a la atmósfera, aunque es de destacar, debido a la importancia que tiene el coste de los equipos hoy en día, que la inversión inicial a realizar es elevada, aunque no por ello se puede decir que este tipo de diseños sea caro, ya que a la larga, el usuario amortiza la instalación, mediante el ahorro eléctrico y de gas natural que supone.

Pero hay que señalar, que este tipo de diseños se puede mejorar. En la actualidad cada vez es más conocido el concepto de arquitectura sostenible. La arquitectura sostenible es aquella que tiene en cuenta el impacto que va a tener el edificio durante todo su ciclo de vida, desde su construcción, pasando por su uso y su derribo final. Considera los recursos que van a utilizar como el consumo de agua y energía de los propios usuarios y finalmente, qué sucederá con los residuos que generará el edificio en el momento que se derribe. El problema de este tipo de construcciones es que deben ser tenidas en cuentas desde el inicio del proyecto.

Por tanto, las instalaciones solares térmicas, para ACS, climatización y calefacción suponen un gran progreso tecnológico y beneficioso para el medio ambiente, produciéndose, a su vez, un importante ahorro económico para el usuario.



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN
DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE
28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento
de Ingeniería
Térmica y de
Fluidos

ANEXOS



BIBLIOGRAFÍA

Libros y artículos:

- Ursula Eicker, Solar Technologies for buildings, Ed Wiley, 2001.
- Incropera, Frank P, Fundamentos de la transferencia de calor, Pretice-Halls4ª Edición, 1999.
- Rodríguez, M.C., “Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento”,2008.

Normativa:

- Código Técnico de la Edificación (CTE), 2006.
- Documentos Técnicos de Instalación en la Edificación (DITE 1.01).
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE).
- DECRETO 263/2008, de 29 de diciembre.

Apuntes de asignaturas:

- Energías Renovables, Profesor coordinador: Marcelo Izquierdo Millán.
- Ingeniería Térmica y de Fluidos, Profesor coordinador: María Carmen Venegas Bernal.
- Sistemas Térmicos, Profesor coordinador: Domingo José Santana Santana.
- Calor y Frío, Profesor coordinador: Amancio Moreno Rodríguez.
- Instalaciones Fluidotérmicas, Profesor coordinador: Pedro Acisclo Rodríguez Aumente.

Páginas Web:

- <http://es.wikipedia.org>
- http://es.wikipedia.org/wiki/Conductividad_t%C3%A9rmica
- http://www.tutiempo.net/clima/Badajoz_Talavera_La_Real/2009/83300.htm
- <http://www.absorsistem.com/index.php/Yazaki/Introduccion-Yazaki.html#yazaki2>
- http://www.calderasvapor.com/factores_conversion.htm



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento
de Ingeniería
Térmica y de
Fluidos

- http://www.impictermografia.com/noticias_termografia/index.php/emisividad/acercade-la-emisividad/4-emisividad
- www.hydac.com/.../PRO0000000000000000000005171010041.pdf
- http://www.carrier.es/products/Water_Terminals/Cassette_Ranges.htm
- [http://www.valvulasnacional.com/articles-muestra-1963-es-valvulas_de_seguridad.htm](http://www.valvulasnacional.com/articles-mostra-1963-es-valvulas_de_seguridad.htm)
- www.meh.es
- http://es.wikipedia.org/wiki/Central_termoel%C3%A9ctrica
- <http://www.aemet.es/es/elclima/datosclimatologicos/valoresclimatologicos?l=4452&k=ext>
- http://www.tutiempo.net/clima/Badajoz_Talavera_La_Real/2009/83300.htm
- www.casasaumell.com.ar/pdf/InformeTecnicoVidrio.pdf
- <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/transporte/barra/barra.htm>
- <http://xn--acstica-71a.net/mat-acustico/danosa-mat-acustico/absorventes/rocdan-231-652-lana-de-roca-danosa/>
- <http://www.20minutos.es/noticia/664840/0/>
- <http://www.cubasolar.cu/>
- http://www.responsarbolidad.net/002_calcemision.html
- <http://www.salvadorescoda.com/tecnico/cc/idrogas-frio.pdf>
- http://www.salvadorescoda.com/tarifas/Agua_Caliente_Sanitaria_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf
- <http://www.krotairclima.com/?pag=020&numLin=30&busca=bomba&nivA=A007&nivB=B005&ini=0&ord=fam&sent=desc>
- <http://www.hidrosur.net/calefaccion.php>



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN
DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE
28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento
de Ingeniería
Térmica y de
Fluidos

- <http://www.sendeco2.com/>
- <http://www.miliarium.com/prontuario/Tablas/Quimica/PropiedadesTermicas.htm>
- www.censolar.es/
- [http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_P
ER_2005-2010_8_de_gosto-
2005_Completo.\(modificacionpag_63\)_Copia_2_301254a0.pdf](http://www.idae.es/index.php/mod.documentos/mem.descarga?file=/documentos_P
ER_2005-2010_8_de_gosto-
2005_Completo.(modificacionpag_63)_Copia_2_301254a0.pdf)

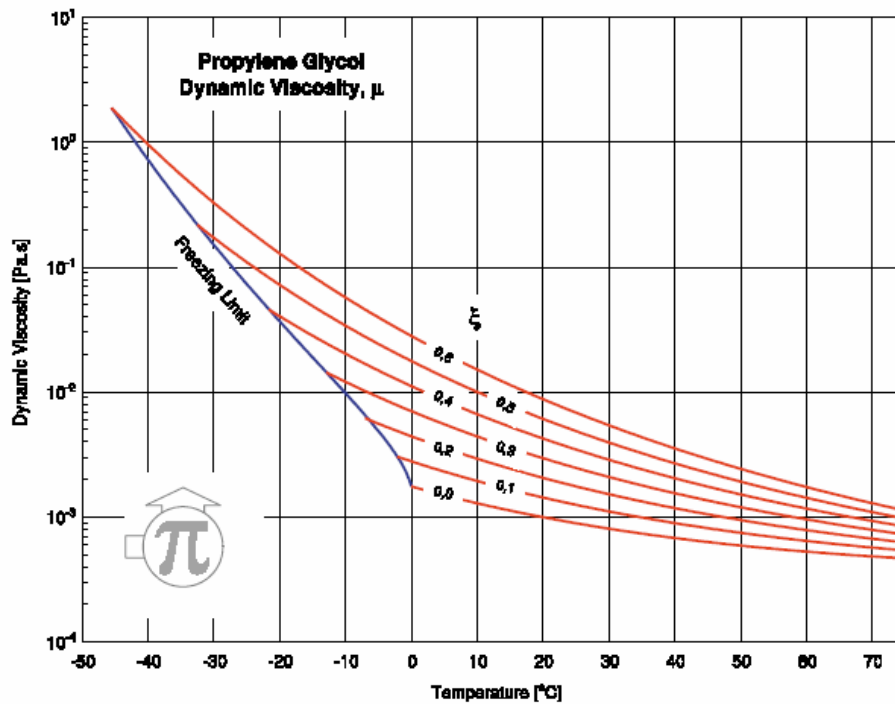
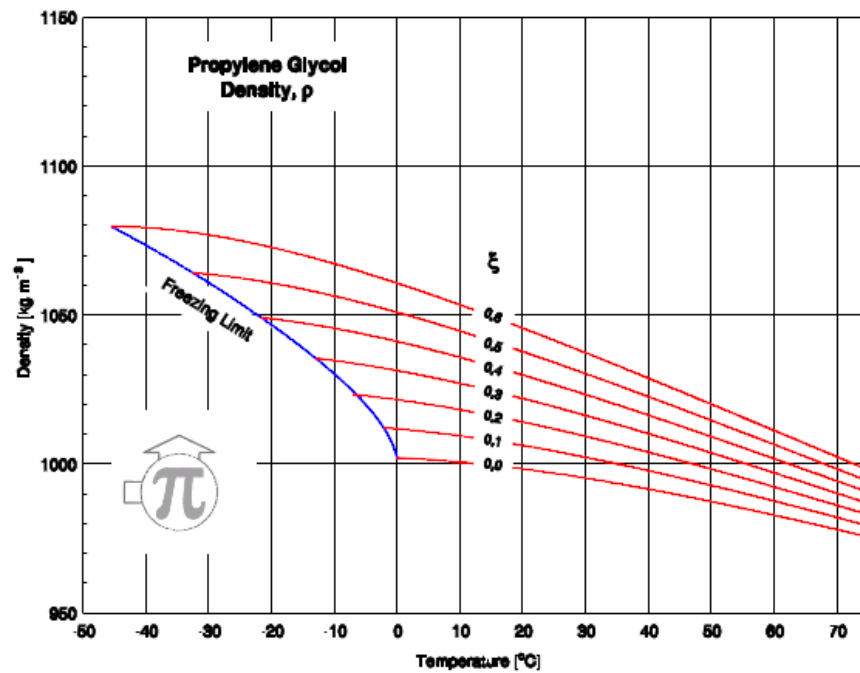


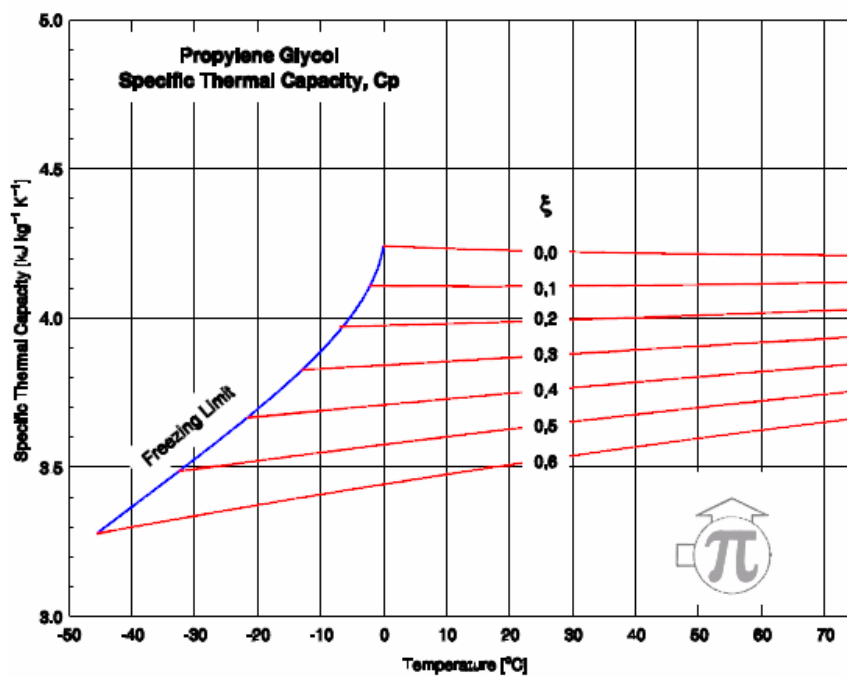
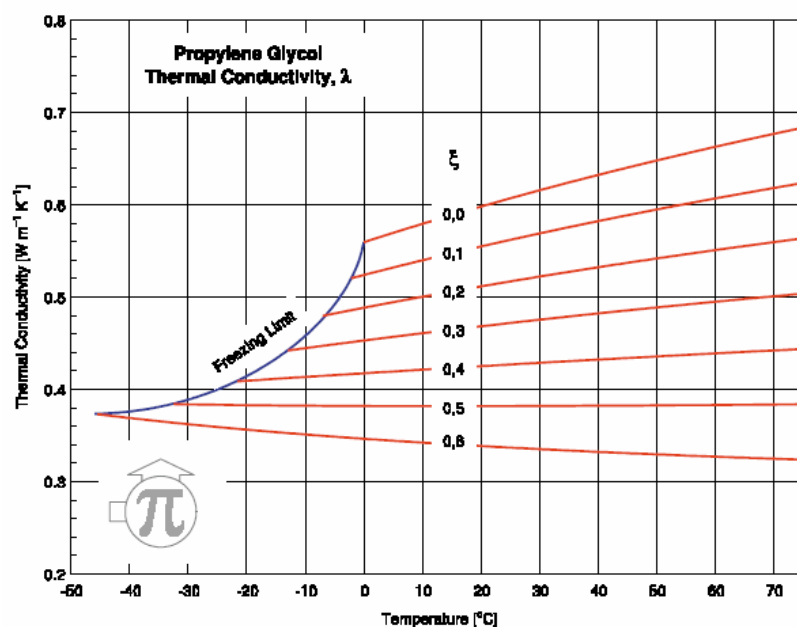
DENSIDADES DEL AGUA A DIFERENTES TEMPERATURAS

Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05



DATOS DE LA MEZCLA PROPILENGLICOL-AGUA







VASOS DE EXPANSIÓN

ACCESORIOS **Termocan**

VASOS DE EXPANSIÓN

Vasos de expansión diseñados para trabajar en circuitos solares con colectores planos y colectores de tubo de vacío, con una presión inicial en la membrana de 2,5 bares hasta un máximo de 6 bares.



Referencia	Artículo	PRECIO €
TS5029	Vaso de expansión de 18 litros	53,00
TS5225	Vaso de expansión de 25 litros	59,00
TS5240	Vaso de expansión de 40 litros	91,00
TS5260	Vaso de expansión de 60 litros	128,00
TS5280	Vaso de expansión de 80 litros	181,00



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

CAPTADOR SOLAR

Gamelux N

El captador solar plano GAMELUX N consta de un absorbedor altamente selectivo fabricado mediante tecnología "sputtering", proceso que no genera residuo alguno. Combina una elevada eficiencia con una estética elegante. Las nuevas conexiones y sistemas de fijación consiguen una gran facilidad de montaje. La calidad de los materiales utilizados asegura una vida prolongada en cualquier ambiente.

Cuenta con las Certificaciones de Registro de Empresa según normas ISO 9001:2000, que avalan la Gestión de Calidad de nuestros procesos de producción.



CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS



- Captador fabricado mediante tecnología "sputtering".
- 360° de contacto entre banda absorbente y los tubos de cobre.
- Emisión de sólo un 7% de radiación, minimizando las pérdidas térmicas.
- Absorción del 95% de la radiación solar recibida.
- Superficie de captación de 2,1 m².
- Banda absorbente de aluminio, más ligero y ecológico.
- Caja de aluminio anodizado de alta resistencia a la corrosión.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Dimensiones	2138 x 1066 x 96 mm
Área de apertura	2,1 m ²
Peso en vacío	39 kg
Capacidad de colector	1,85 l.

Caja del captador	Aluminio anodizado
-------------------	--------------------

Cobertura transparente	Vidrio templado
Transmisividad	91,2%
Espesor	3,2 mm

Aislamiento térmico	Lana de roca con velo negro
Parte posterior	40 mm
Marcos laterales	20 mm

Absorbedor selectivo	
Recubrimiento absorbente	NiOx / Ni
Tratamiento de la superficie	Sputtering
Absortividad	95% *
Emisividad	7% *
Material de las bandas	Aluminio

Tubos del absorbedor	
Material	Cobre
Número de tubos	7
Diámetro externo/interno	12/10 mm
Unión por embutición entre tubos y banda	

Tubos colectores	
Material	Cobre
Diámetro Externo	22 mm

* Incertidumbre debida al sistema de medición: ± 5%

RG-GS-160.01

Gamesa Solar





DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Captador Solar Plano GAMELUX N

RECOMENDACIONES DE USO

Número máximo de captadores conectados en paralelo: 6
Presión máxima de trabajo: 6 kg/cm²

Fluido caloportador

Climas en los que no sea necesario el uso de anticongelante	Agua*	100%
	Caudal recomendado	50 (l/hm ²)
	Caída de presión	6,7 mmca

* Consultar parámetros de calidad del agua en el manual de instalación

En caso de riesgo de heladas	Mezcla máxima Agua + Glicol**	53/47%
	Caudal recomendado	60 (l/hm ²)
	Caída de presión	9,6 mmca

** Consultar la temperatura mínima histórica registrada en la zona

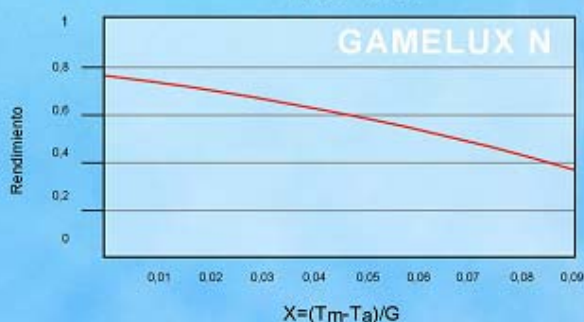


CURVA DE RENDIMIENTO DEL CAPTADOR GAMELUX N

Ensayos realizados por INETI según UNE-EN 12975

$$\eta = 0,773 - 3,1x - 0,021Gx^2$$

$$\eta = 0,793 - 4,612x$$



T_m: Temperatura media en el captador (°C)
T_a: Temperatura ambiente (°C)
G: Irradiancia solar hemisférica (W/m²)

Nota: ajuste de la curva para G=800W/m²
Curva basada en el área de apertura

Garantías captador: 8 años.

Los datos contenidos en esta ficha técnica pueden estar sujetos a cambios sin previo aviso por parte de Gamesa Solar.

RG-05-160.01



Gamesa Solar






DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

MÁQUINA DE ABSORCIÓN

TABLA DE ESPECIFICACIONES UNIDADES DE DOBLE EFECTO A LLAMA DIRECTA DE COMBUSTIBLE GASEOSO									
			Unidad de medida	MODELOS					
				CH-K30	CH-K40	CH-K50	CH-K60	CH-K80	CH-K100
Capacidad frigorífica			kW	105	141	176	211	281	352
Capacidad en calefacción			kW	86	115	143	172	229	286
Agua refrigerada o calentada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5					
		salida	°C	7,0					
	Temperatura agua calentada	entrada	°C	50,5					
		salida	°C	55,0					
	Pérdida de carga evaporador		kPa	70,1				86,4	97,1
	Presión estática máxima		kPa	588,0					
Caudal de agua			l/s	4,6	6,1	7,6	9,2	12,2	15,3
Volumen de agua contenido			l	69	87	111	127	241	306
Agua de enfriamiento (torre)	Calor a disipar		kW	191	255	319	383	510	638
	Temperatura	entrada	°C	29,5					
		salida	°C	35,5					
	Pérdida de carga absorbi/cond.		kPa	75,5			97,1	70,1	102,6
	Presión estática máxima		kPa				588,0		
	Caudal de agua		l/s	7,6	10,2	12,7	15,2	20,3	25,4
	Volumen de agua contenido		l	145,0	180,0	235,0	296,0	411,0	534,0
	Tipo de combustible			Gas Natural o GLP					
Combustible	Consumo de combustible	Refriger.	kW	103	138	172	207	276	345
		Calefac.	kW	103	138	172	207	276	345
Electr. ciudad	Alimentación de potencia			380 V c.a. / 50Hz / 3 Fases + neutro					
	Consumo	Refriger.	W	1,4	1,8	1,95	2,1	2,3	2,5
		Calefac.	W	1,4	1,8	1,9	2,1	2,3	2,5
	Control	Refriger.		Alta llama (100%), baja llama (70%), Nada					
		Calefac.		Todo (100%) o nada					
Datos constructivos	Quemador or	Tipo		Mecánico de aire forzado					
		Ignición		Chispa eléctrica intermitente					
		Detección de llama		Por electrodo de ionización					
	Dimensiones	Ancho	mm	1.460		1.780		1.840	
		Fondo	mm	1.540		1.780		1.900	
		Alto	mm	2045 (2440)				2435 (2820)	
	Peso en vacío		kg	1.790	1.920	2.310	2.410	3.400	3.900
Color y acabado exterior			Chapa de acero galvanizado pintada en caliente color plateado						
Tubos conexión	Agua refrigerada			DN 50	DN 65		DN 80	DN 100	
	Agua enfriamiento (torre)			DN 65	DN 80		DN 125		
	Alimentación de gas			DN 40	DN 50				
Los datos de consumo eléctrico no incluyen las bombas externas ni el consumo de los ventiladores de la torre. Las medidas entre () incluyen el sombrerete de la chimenea y los pies de nivelación. El consumo de gas se refiere a su PCS.									
Envoltorio y acabado exterior: Envoltorio de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.									



PURGADOR



SALVADOR ESCODA S.A.

Roselló, 430-432
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32
08025 BARCELONA

**CATÁLOGO
TÉCNICO**

01 PURGADOR AUTOMÁTICO PARA ENERGÍA SOLAR PURG-O-MAT 150 SOLAR

VOSS

El Purgador de
Máxima Calidad...



El PURG-O-MAT 150 SOLAR ha sido desarrollado especialmente para las instalaciones solares térmicas en las que tiene mucha importancia la resistencia a temperaturas muy elevadas.

Herederio de nuestra experiencia en la fabricación de millones de purgadores durante más de 30 años y basado en la mecánica del PURG-O-MAT normal, fabricado en latón forjado, en su aspecto exterior no se diferencia de éste... pero en su interior es completamente distinto. Empezando por la boya, fabricada en acero inoxidable (CrNi 1.4571) y soldada mediante la técnica del láser.



Especial para
Energía Solar

Asimismo el material de las juntas es resistente a temperaturas muy elevadas.

El PURG-O-MAT 150 SOLAR se fabrica desde hace años para los más prestigiosos fabricantes e instaladores de colectores con el mayor éxito. Somos los primeros del mercado que suministramos este purgador, en latón forjado MS 58 niquelado.



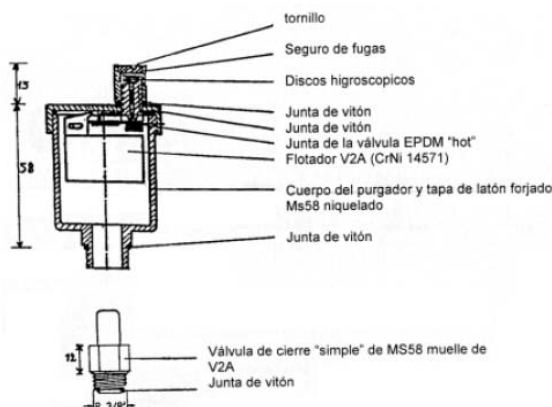
También disponible en
versión angular



Sección del purgador en la que se
puede observar el mecanismo interno

Características técnicas:

Cód. mod. normal	AC 01 039
Cód. mod. conex. lateral	AC 01 040
Cód. válvula reten. 3/8"	AC 01 041
Presión de servicio	10 bar
Presión de prueba	15 bar
Temperatura máx.	150° C
Conexión	3/8" m



ACCESORIOS CALEFACCIÓN



TUBERIAS



Tubería rígida de cobre Tipo "L"

Productos, Medidas y Especificaciones

Descripción General

Tubería de cobre tipo "L" en medidas nominales de 1/4" a 4".

Especificaciones Generales

La tubería rígida de cobre se fabrica bajo la Norma ASTM B88. Se usa en instalaciones de Gas Combustible y Medicinal, tomas Domiciliarias de Agua fría y caliente Potable, en instalaciones de fluidos a presión en condiciones mas severas de servicio y seguridad.

TUBERIA DE COBRE TIPO L

PRESENTACION TRAMOS STANDARD DE 6.10 MTS.

MEDIDA NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	GRUESO PARED	PESO KGS. POR METRO	PESO KGS. POR TRAMOS	PRESION MAXIMA Lbs. x Pulg. ²	PRESION CONSTANTE Lbs. x Pulg. ²	FLUJO EN LITROS X MINUTO
1/4"	.375"	.030"	87	1.143	7200	1440	
6,35 mm.	9,525 mm.	.762 mm.					
3/8"	.500"	.035"	.295	1.798	6300	1260	7,089
9,5 mm.	12,700 mm.	.889 mm.					
1/2"	.625"	.040"	.424	2.585	5760	1152	13,493
12,7 mm.	15,875 mm.	1,016 mm.					
5/8"	.750"	.042"	.539	3.285	5040	1008	
15,8 mm.	19,050 mm.	1,067 mm.					
3/4"	.875"	.045"	.677	4.126	4632	926	36,336
19 mm.	22,225 mm.	1,143 mm.					
1"	1,125"	.050"	.975	5.938	4000	800	74,94
25 mm.	28,575 mm.	1,270 mm.					
1 1/4"	1,375"	.055"	1.315	8.019	3600	720	132,66
32 mm.	34,925 mm.	1,397 mm.					
1 1/2"	1,625"	.060"	1.696	10.369	3323	664	212,56
38 mm.	41,275 mm.	1,524 mm.					
2"	2,125"	.070"	2.604	15.894	2965	593	450,79
51 mm.	53,975 mm.	1,778 mm.					
2 1/2"	2,625"	.080"	3.690	22.489	2742	548	811,12
64 mm.	66,675 mm.	2,032 mm.					
3"	3,125"	.090"	4.955	30.173	2592	518	1314,90
76 mm.	79,375 mm.	2,286 mm.					
3 1/2"	3,625"	.100"	6.384	38.942	2482	496	
89 mm.	92,075 mm.	2,540 mm.					
4"	4,125"	.110"	8.005	48.789	2400	480	2827,77
102 mm.	102,77 mm.	2,794 mm.					
5"	5,125"	.125"	11.325	69.076	2195	439	5173,35
125 mm.	142,87 mm.	3,175 mm.					



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento
de Ingeniería
Térmica y de
Fluidos



Tubería Multicapa - Multicapa ROTH Alu-Laserplus para fontanería y calefacción

La tubería ROTH Alu-Laserplus está compuesta por cinco capas. La capa interior en contacto con el fluido es de polietileno resistente a la temperatura (PERT). En el centro se encuentra la capa de aluminio y en el exterior hay otra capa de PERT. Las otras dos capas están compuestas por un polímero altamente adhesivo que une firmemente la capa interna de PERT con la capa de aluminio y a su vez la capa de aluminio con la capa exterior de PERT.

La capa interior de PERT es ligeramente más ancha que la exterior, lo que proporciona una mayor estabilidad a la estructura global de la tubería. La capa de aluminio está compuesta por una nueva aleación de aluminio, sensiblemente más resistente, soldada mediante láser, por lo que se obtiene una capa homogénea que previene de que se produzcan roturas en las juntas.

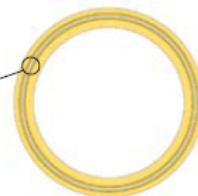
Por su parte, la capa exterior de PERT actúa como una barrera protectora frente a cualquier tipo de agresión que pueda sufrir la tubería.

La combinación de PERT y aluminio en las tuberías Multicapa ROTH Alu-Laserplus da como resultado un tubo que combina la fuerza y resistencia del metal con la durabilidad del plástico.

Características

- Capa interior de la tubería más gruesa para asegurar un alto nivel de estabilidad.
- Capa de aluminio que incrementa la resistencia.
- Capa de aluminio soldada a láser para crear una capa de aluminio homogénea.
- Fuerte unión entre las diferentes capas mediante el uso de polímeros de alta calidad.
- Flexible y fácil de trabajar evitando el "efecto memoria" de los tubos plásticos.
- Debido a su flexibilidad se minimiza la utilización de fittings con el consiguiente ahorro de tiempo y dinero.
- Ligereza, lo que lo hace muy manejable en términos de transporte, almacenaje e instalación.
- Apta para instalaciones de agua potable A.C.S. y calefacción.
- Superficie de la capa interior lisa para minimizar la pérdida de carga.
- Resistente a la corrosión.
- Libre de incrustaciones.
- Impermeable al oxígeno.
- Apto para todo tipo de calidades de agua.
- Reductor de ruidos.
- Larga vida útil.

Soldado en continuo por láser.
Para la unión homogénea de materiales
del propio aluminio y del aluminio con
el PERT.



Sección del tubo ROTH
Alu-Laserplus

Dimensión en mm	16 x 2	18 x 2	20 x 2	25 x 2,5	32 x 3	40 x 3,5	50 x 4	63 x 4,5
Diámetro exterior nominal en mm	16	18	20	25	32	40	50	63
Espesor de pared nominal en mm	2	2	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Diámetro interior en mm	12	14	16	20	26	33	42	54
Volumen interno l/m	0,11	0,15	0,20	0,31	0,53	0,85	1,38	2,26
Coefficiente expansión lineal mm/mK	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Conductividad térmica W/mK	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
Permeabilidad al oxígeno mg/l/d	0	0	0	0	0	0	0	0
Rugosidad interna mm	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007
Temperatura máxima de trabajo °C	70 °C	70 °C	70 °C	70 °C	70 °C	70 °C	70 °C	70 °C
Presión máxima de trabajo en bar	10	10	10	10	10	10	10	10
Radio de curvatura a mano	≥5xD	≥5xD	≥5xD	≥5xD	≥5xD	≥5xD	≥5xD	≥5xD
Radio de curvatura con curvadora	≥3,5xD	≥3,5xD	≥3,5xD	≥3,5xD	≥3,5xD	≥3,5xD	≥3,5xD	≥3,5xD



AISLANTE



ARMAFLEX AF

Refrigeración. Aislamiento para tuberías en frío.

DESCRIPCIÓN

Aislamiento térmico flexible de estructura celular cerrada y con un elevado factor de resistencia a la difusión del vapor de agua. Color negro.

APLICACIÓN

Técnicas y sistemas de aislamiento, protección de tuberías, depósitos, etc. en instalaciones de refrigeración, frío industrial y climatización.

FACTOR DE RESISTENCIA μ

UNE 92225. $\mu \geq 7000$. μ promedio 10000.

DIMENSIONES

Coquillas de 2 m de largo.

Espesores (mm)	Diámetros (mm)
6, 9, 13, 19 y RITE	de 6 (1/2") a 168 (6")

Planchas: en rollos y hojas, en espesores 10, 13, 19, 25, 32 y 50 mm.

CAMPO DE APLICACIÓN

Temperatura del fluido máxima:

coquillas +105 °C.

(Planchas y cintas +85 °C).

Temperatura del fluido mínima: -50°C (-200 °C*).

* Consulte nuestro departamento técnico.

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

A diferentes temperaturas (UNE 92201)

θ_m	-1,0	0	+10	+20	+40	°C
λ	0,034	0,035	0,036	0,039	0,037	W/(m · K)

REACCIÓN AL FUEGO

UNE 23737 M1.

UNE 13501-1 B-s3, d0.

RESISTENCIA A LA INTemperie

El producto instalado a la intemperie se protegerá, después de pasadas 36 horas y antes de los siete días, con dos capas de pintura Armafinish.

CERTIFICADOS Y UTILIZACIÓN



Información referente a almacenamiento, transporte e instalación, consultar: www.isover.net/utlilizacion



ANTICONGELANTE

Tarifa
Energía Solar
Térmica
2010

Energía Solar Térmica

LUMELCO

Anticongelantes para colectores planos y equipos de circulación natural



Anticongelante

CARACTERÍSTICAS

- El fluido térmico se consigue mezclando el anticongelante con agua. El anticongelante sirve para evitar la congelación en el circuito primario del colector.
- En función de las condiciones climáticas del lugar de la instalación, es decir, la temperatura ambiente, la proporción de mezcla de agua y anticongelante varía.

Modelo	P.V.R.
Anticongelante (10 litros)	77,00 €
Anticongelante (1 litro)	20,00 €

Concentración	12%	20%	30%	32%	42%	50%
Temperatura de congelación	-5° C	-11° C	-18° C	-20° C	-27° C	-36° C
Proporción de Mezcla (partes)	Agua 22 Anticong. 3	Agua 17 Anticong. 4	Agua 12 Anticong. 7	Agua 10 Anticong. 8	Agua 7 Anticong. 21	Agua 1 Anticong. 1
ST-200	1,5	2,5	4	4	5,5	6,5
ST-300	2,5	4,5	6,5	7,5	9	11

APLICACIONES

- Líquido anticongelante y anticorrosivo para circuitos de energía solar.
- Este producto ha sido desarrollado especialmente para evitar la congelación del fluido en instalaciones solares. El anticongelante Lumelco contiene en su formulación productos que ofrecen las siguientes ventajas operativas para el fluido del circuito.
- Utilizar líquido anticongelante en función de la temperatura establecida como límite inferior de congelación.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

- Este accesorio está compuesto por 2 entronques mixtos de rosca macho de 22x1/2", 1 cruz de latón de 1/2", una vaina para la sonda de temperatura de 1/2 x 10 cm., una reducción hexagonal 1/2 x 3/8, 1 válvula de bola MH 3/8", 1 purgador automático 3/8", 2 tapones hembra de cobre de 22.

DOSIS DE EMPLEO

- 4°C 20% (20 lts por cada 100 lts del circuito)
- 6°C 30% (30 lts por cada 100 lts del circuito)
- 12°C 50% (50 lts por cada 100 lts del circuito)



Código	Contenido	P.V.R.
PROPILENGLICOL		
502210	Bidón de 10 lts	78,00 €
502225	Bidón de 25 lts	195,00 €



TANQUE DE ACUMULACIÓN

DEPÓSITOS DE INERCIA AISLADOS PARA REFRIGERACIÓN «AR/ARO»



100 a 1000
litros

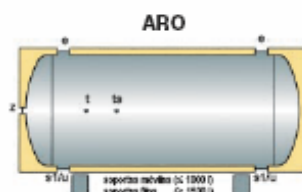
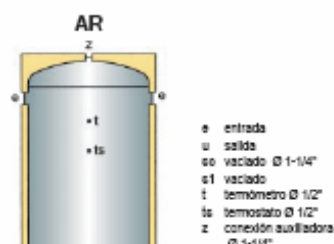


1500 a 5000
litros

Registros de tipo:

100 a 1500 litros
N.06/FAQ/0048

2000 a 5000 litros
N.06/FAQ/0050



Aplicación: en instalaciones de aire acondicionado, sólo frío y/o bomba de calor, con limitado contenido de agua, para asegurar una temperatura media constante y reducir los arranques de compresor.

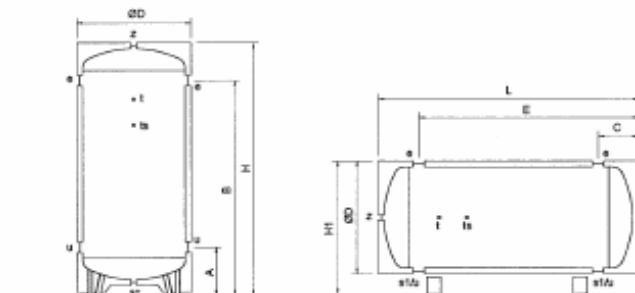
Capacidad: de 100 a 5000 litros.

Presión estándar de proyecto: 6 bar

Temp. estándar acumulación:
7 a 12°C (frío)
50 a 40° C (bomba de calor)

Tratamiento: galvanizado en caliente según proyecto UNI.

Acabado externo
100-1000 lts: poliuretano rígido de 30 mm de espesor (PUR 30), acabado en aluminio de 0,4 mm.
1500-5000 lts: poliuretano reticulado de 19 mm de espesor, acabado exterior en skai.



(*) Con brida DN 400

Capac. Lts.	DIMENSIONES (mm)								Conex. e-s1-u
	A	B	C	ØD	E	H	H1	L	
100	290	815	290	460	615	995	610	995	1-1/4"
200	320	1.180	320	510	1.180	1.360	660	1.360	1-1/2"
300	320	1.180	320	610	1.180	1.395	760	1.395	2"
500	335	1.415	335	710	1.415	1.656	860	1.656	3"
750	410	1.560	410	810	1.560	1.855	960	1.845	3"
1.000	420	1.710	420	860	1.710	2.020	1.010	2.030	3"
1.500	490	2.100	335	985	1.900	2.400	1.165	2.235	3"
2.000	505	2.115	370	1.135	1.935	2.450	1.295	2.305	3"
2.500	550	2.110	400	1.235	2.015	2.535	1.375	2.415	4"
3.000	560	2.120	420	1.335	2.035	2.555	1.460	2.455	4"
4.000	610	2.370	475	1.435	2.235	2.845	1.550	2.710	4"
5.000 (*)	620	2.380	505	1.635	2.275	2.895	1.785	2.780	4"



INTERCAMBIADOR DE PLACAS

VIESMANN

VITOTRANS 100
Intercambiador de placas

Datos técnicos

Nº de pedido y precios: véase Lista de precios



VITOTRANS 100 Modelo PWT

Para estaciones de transferencia de redes de suministro de calor, para la separación del sistema en instalaciones de calefacción con calefacción por suelo radiante, para la producción de A.C.S. y para instalaciones de energía solar
Temperatura en el circuito primario hasta 130 °C o 200 °C
Placas del intercambiador de calor y conexiones de acero inoxidable de alta aleación (1.4401)
Con aislamiento térmico



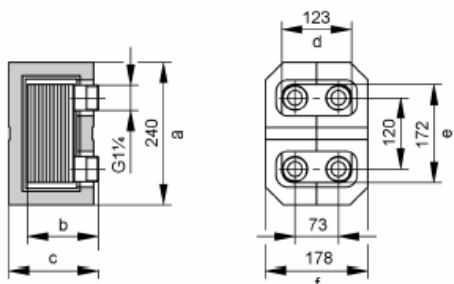
DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos técnicos n° de pedido de 3003 485 a 3003 487

Datos técnicos

Vitotrans 100	N° de pedido	3003 485	3003 486	3003 487
Medidas sin aislamiento térmico ni uniones roscadas				
Longitud b	mm	100	124	172
Anchura d	mm	123	123	123
Altura e	mm	172	172	172
Dimensiones con aislamiento térmico				
Longitud total c	mm	152	152	222
Anchura total f	mm	178	178	178
Altura total a	mm	240	240	240
Peso	kg	2,4	3,0	4,2
Intercambiador de calor con aislamiento térmico				
Capacidad	litros	0,27/0,30	0,42/0,45	0,72/0,75
primaria/secundaria				
Presión máx. de servicio admisible	bar	30	30	30
primaria/secundaria				
Temp. de servicio admisible	°C	130	130	130
primaria/secundaria				
Conexiones	G	1¼	1¼	1¼
primaria/secundaria				



Potencias térmicas con distintos saltos térmicos primarios y secundarios

Vitotrans 100	N° de pedido	3003 485	3003 486	3003 487
Prim. 70/50 °C	kW	11	16	36
Sec. 40/50 °C				
Prim. 70/50 °C	kW	19*1	25*1	34*1
Sec. 40/45 °C				
Prim. 65/45 °C	kW	9	14	31
Sec. 35/45 °C				
Prim. 60/45 °C	kW	7	11	26
Sec. 35/45 °C				

Pérdida de carga máxima recomendada

Primaria 200 mbar
Secundaria 200 mbar

*1 Las potencias están limitadas por la pérdida de carga.

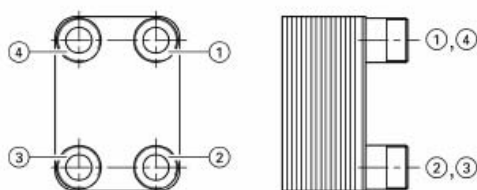


DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos técnicos nº de pedido de 3003 485 a 3003 487 (continuación)

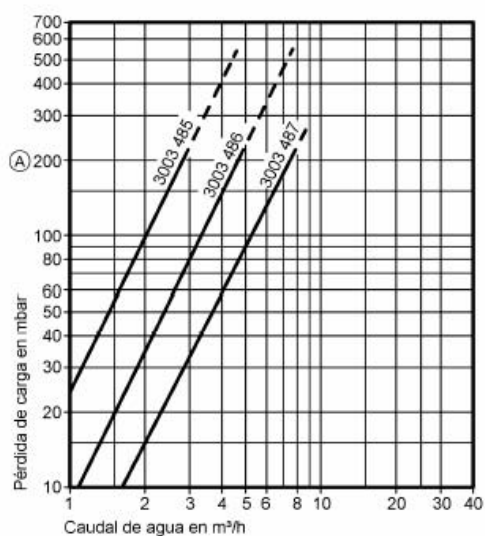
Conexiones posibles



	Entrada	Salida
Primario	1	2
Secundario	3	4
Primario	2	1
Secundario	4	3
Primario	3	4
Secundario	1	2
Primario	4	3
Secundario	2	1

Pérdida de carga

Primaria y secundaria



(A) Pérdida de carga máxima recomendada



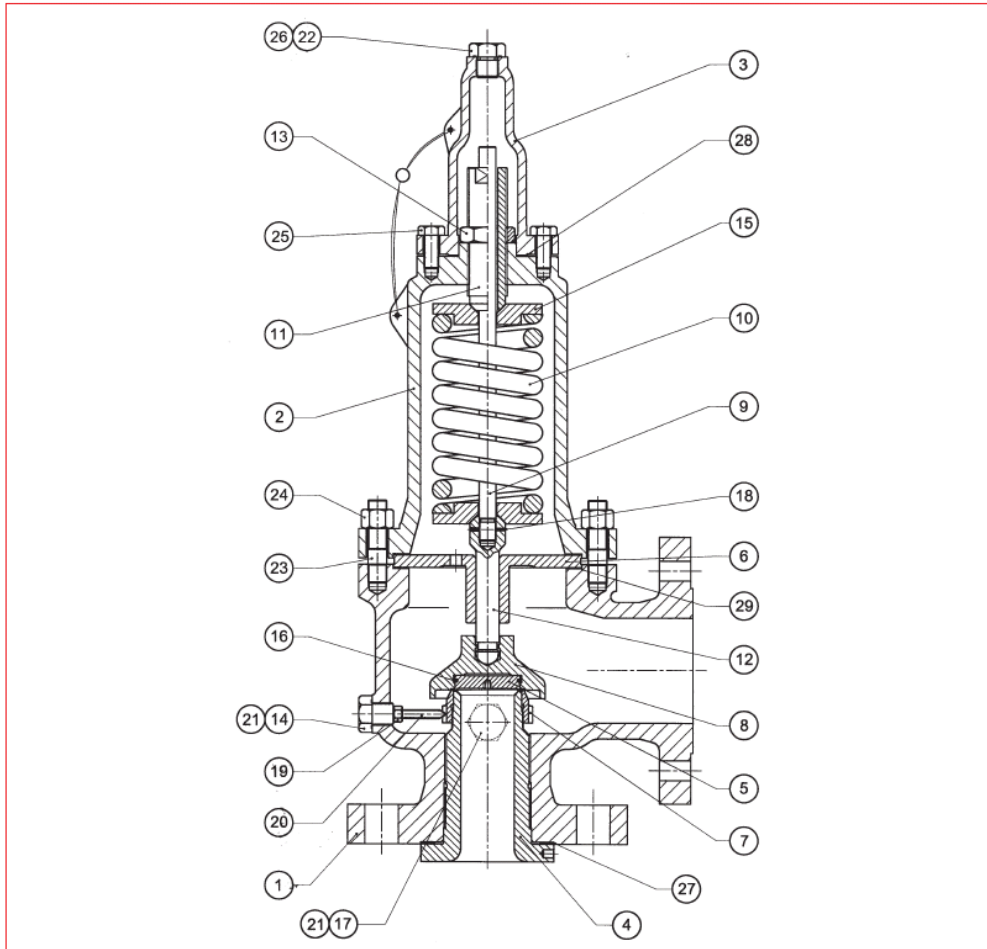
VÁLVULA DE SEGURIDAD

VÁLVULA CONVENCIONAL

CONVENTIONAL VALVE

MODELOS 64GC Y 64LC

MODELS 64GC & 64LC



Nº	DENOMINACIÓN	PART NAME	Nº	DENOMINACIÓN	PART NAME
1	CUERPO	BODY	15	PLATILLO RESORTE	SPRING BUTTON
2	TAPA	BONNET	16	ANILLO ELÁSTICO	ELASTIC RING
3	CAPERUZA	CAP	17	TAPÓN	PLUG
4	ASIENTO	NOZZLE	19	TUERCA	NUT
5	DISCO	DISC	20	ESPIGA BLOCAJE	LOCK STUD
6	GUÍA	GUIDE	21	JUNTA	GASKET
7	ANILLO REGULACIÓN	ADJUSTING RING	22	TAPÓN	PLUG
8	OBTURADOR	DISC HOLDER	23	ESPÁRRAGOS	STUDS
9	VÁSTAGO	STEM	24	TUERCA	NUTS
10	RESORTE	SPRING	25	TORNILLO	SCREW
11	TENSOR	ADJUSTING SCREW	26	JUNTA	GASKET
12	PUNTAL	PUSH ROD	27	JUNTA	GASKET
13	CONTRATUERCA	NUT	28	JUNTA	GASKET
14	TAPÓN BLOCAJE	LOCK SCREW	29	JUNTA	GASKET



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

ITEM ITEM	DENOMINACIÓN PART NAME	A	B	C	D	E	F
		-28 a 232 °C	233 a 426 °C	427 a 538 °C	-45 a -29 °C	-268 a 538 °C	NACE
1	CUERPO BODY	A 216 WCB	A 216 WCB	A 217 WC6	A 352 LCB	A 351 CF8M	A 216 WCB (4)
2	TAPA BONNET	A 216 WCB	A 216 WCB	A 217 WC6	A 352 LCB	A 351 CF8M	A 216 WCB (4)
3	CAPERUZA CAP	A 216 WCB	A 216 WCB	A 216 WCB	A 216 WCB	A 351 CF8M	A 216 WCB (4)
6	GUÍA GUIDE	A 351 CF8	A 351 CF8	A 351 CF8M	A 351 CF8	A 351 CF8M	A 351 CF8
7	ANILLO REGULACIÓN ADJUSTING RING	A 351 CF8	A 351 CF8	A 351 CF8M	A 351 CF8	A 351 CF8M	A 351 CF8
8	OBTURADOR DISC HOLDER	AISI-431 (1)	AISI-431 (1)	AISI-316 (2)	AISI-431 (1)	AISI-316 (2)	AISI-316 (2)
9	VÁSTAGO STEM	AISI-431	AISI-431	AISI-316	AISI-431	AISI-316	AISI-316
10	RESORTE SPRING	A.C. - C.S.	A.T. - T.S.	A.T. - T.S.	INOX-S.S.	INOX-S.S. (6)	A.C.-C.S. (3)
11	TENSOR ADJUSTING SCREW	AISI-431	AISI-431	AISI-431	AISI-431	17 4 PH	17 4 PH (4)
12	PUNTAL PUSH ROD	AISI-431	AISI-431	AISI-431	AISI-431	17 4 PH	17 4 PH (4)
13	CONTRATUERCA NUT	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	AISI-316	A.C./ C.S. (5)
14	TAPÓN BLOCAJE LOCK SCREW	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A, INOX-S.S.	A, INOX-S.S.
15	PLATILLO RESORTE SPRING BUTTON	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	AISI-316	A.C./ C.S. (5)
16	ANILLO ELÁSTICO ELASTIC RING	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	AISI-316	AISI-316
17	TAPÓN PLUG	A.C. (7)	A.C. (7)	A.C. (7)	A.C. (7)	INOX-S.S.	INOX-S.S.
19	TUERCA NUT	INOX-S.S.	INOX-S.S.	INOX-S.S.	INOX-S.S.	INOX-S.S.	INOX-S.S.
21	JUNTA GASKET	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	GRAFITO GRAPHITE	GRAFITO GRAPHITE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	PTFE (6)	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE
22	TAPON PLUG	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	INOX-S.S.	A.C./ C.S. (5)
23	ESPÁRRAGO STUD	A 193 B7 (5)	A 193 B7 (5)	A 193 B7 (5)	A 193 B7 (5)	A 193 B8	A 193 B7 (5)
24	TUERCA NUT	A 194 2H (5)	A 194 2H (5)	A 194 2H (5)	A 194 2H (5)	A 194 G8	A 194 2H (5)
25	TORNILLO SCREW	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	A.C./ C.S. (5)	INOX-S.S.	A.C./ C.S. (5)
27	JUNTA GASKET	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	GRAFITO GRAPHITE	GRAFITO GRAPHITE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE
28	JUNTA GASKET	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	GRAFITO GRAPHITE	GRAFITO GRAPHITE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE
29	JUNTA GASKET	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	GRAFITO GRAPHITE	GRAFITO GRAPHITE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE
33	FUELLE BELLOWS	AISI-316 Ti	AISI-316 Ti	AISI-316 Ti (7)	AISI-316 Ti	AISI-316 Ti (7)	AISI-316 Ti
34	JUNTA GASKET	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	GRAFITO GRAPHITE	GRAFITO GRAPHITE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE	FIBRAS ORGÁNICAS ORGANIC FIBRE
46	PISTÓN PISTON	AISI-431	AISI-431	AISI-431	AISI-431	AISI-431	AISI-431

SUBCLASE DE MATERIAL - 1 SUBCLASS MATERIALS - 1

ITEM ITEM	DENOMINACIÓN NAME	PART	1	2	3	4	5
4	ASIEN NOZZLE		AISI-316	AISI-316+STELL.	AISI-316+STELL.	HAST-C276	MONEL 400
5	DISCO DISC		AISI-316	17-4-PH	AISI-316+STELL.	HAST-C276	MONEL K-500

NOTA.-LOS MATERIALES INDICADOS EN LAS TABLAS PUEDEN SUFRIR VARIACIÓN EN FUNCIÓN DEL PROCESO CON EL QUE HA DE TRABAJAR LA VÁLVULA
NOTE.- MATERIALS INDICATED IN THE TABLES CAN CHANGE ACCORDING WITH THE PROCESS WHICH VALVE MUST WORK

- (1) DESDE ORIFICIOS "M" HASTA "T"; MATERIAL A351CF8

(2) DESDE ORIFICIOS "M" HASTA "T"; MATERIAL A351CF8M

(3) PARA VÁLVULAS SIN FUELLE; MATERIAL INCONEL X-750

(4) DUREZAS SUPERFICIALES SEGÚN NORMA

(5) TRATAMIENTO ELECTROLÍTICO, CINCADO

(6) PARA TEMPERATURAS MAYORES DE 300 °C; MATERIAL INCONEL X-750

(7) PARA TEMPERATURAS MAYORES DE 450 °C; MATERIAL INCONEL-625
- (1) ORIFICE FROM "M" TO "T"; MATERIAL A351CF8

(2) ORIFICE FROM "M" TO "T"; MATERIAL A351CF8M

(3) FOR VALVES WITHOUT BELLOWS; MATERIAL INCONEL X-750

(4) SUPERFICIAL HARDNESS ACCORDING TO STANDARD

(5) ELECTROLYTIC BATH, ZINCATE

(6) FOR TEMPERATURES OVER 300 °C; MATERIAL INCONEL X-750

(7) FOR TEMPERATURES OVER 450 °C; MATERIAL INCONEL-625



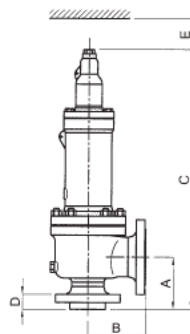
DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

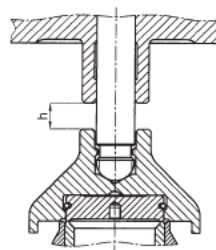
DIMENSIONES GENERALES

GENERAL DIMENSIONS

ORIFICIO ORIFICE	ÁREA AREA (cm²)	GAS GAS h (mm)	GAS LIQUIDO LIQUID	TAMAÑO SIZE	RATING RATING	DIMENSIONES GENERALES GENERAL DIMENSIONS						ESTANDAR STANDARD PESO - WEIGHT (kg)	CON PALANCA WITH LEVER
						A	B	C	D	E	F		
D	0,78	3	3	1" x 2"	150x150 300x150 600x150	106	114	422	38	90	490	16	17
				1 1/2" x 2"	900x300 1500x300	108	140	492	44	90	556	31	33
				1 1/2" x 3"	2500x300	140	178	518	60	90	582	39	41
E	1,43	4	4	1" x 2"	150x150 300x150 600x150	106	114	422	38	90	490	16	17
				1 1/2" x 2"	900x300 1500x300	108	140	492	44	90	556	31	33
				1 1/2" x 3"	2500x300	140	178	518	60	90	582	39	41
F	2,27	5	5	1 1/2" x 2"	150x150 300x150 600x150	123	153	499	42	90	563	26	27
				1 1/2" x 3"	900x300 1500x300	124	165	502	44	90	566	34	36
				2" x 3"	2500x300	140	178	518	60	90	582	40	42
G	3,63	6	7	1 1/2" x 3"	150x150 300x150 600x150	123	153	499	45	90	563	27	29
				2" x 3"	900x300 1500x300	124	165	502	44	90	566	35	37
				2" x 3"	2500x300	154	165	643	72	100	699	59	62
H	5,72	7	8	1 1/2" x 3"	150x150 300x150 600x150	123	153	499	45	90	563	28	29
				2" x 3"	900x300 1500x300	133	147	616	48	100	672	40	43
				2" x 3"	2500x300	154	165	643	59	100	699	53	56
J	9,07	9	11	2" x 3"	150x150 300x150 600x150	133	147	616	41	100	672	38	41
				3" x 4"	900x150 1500x300	167	178	693	51	120	762	66	69
				3" x 4"	2500x300	183	181	714	68	120	783	85	87
K	13,2	11	13	3" x 4"	150x150 300x150 600x150	169	178	693	51	120	762	66	69
				3" x 6"	900x150 1500x300	197	216	801	67	120	870	111	114
				3" x 4"	150x150 300x150 600x150	169	178	732	51	120	762	67	69
L	20,4	14	16	4" x 6"	300x150 600x150 900x150	192	210	881	54	150	984	117	123
				4" x 6"	1500x150	197	223	888	58	150	991	118	124
				4" x 6"	2500x150	197	223	888	72	150	991	125	131
M	26	16	18	4" x 6"	150x150 300x150 600x150	192	210	881	54	150	984	118	124
				4" x 6"	900x150 1500x150	197	223	888	61	150	991	118	124
				4" x 6"	2500x150	197	223	888	61	150	991	125	131
N	32,2	18	20	4" x 6"	150x150 300x150 600x150	192	210	881	54	150	984	118	124
				4" x 6"	900x150 1500x150	197	223	888	61	150	991	118	124
				4" x 6"	2500x150	197	223	888	61	150	991	125	131
P	46,6	21	24	4" x 6"	150x150 300x150 600x150	225	254	916	51	150	1019	168	174
				4" x 6"	900x150 1500x150	225	254	916	66	150	1019	125	131
				4" x 6"	2500x150	225	254	916	66	150	1019	125	131
Q	78,5	27	30	6" x 8"	150x150 300x150 600x150	240	242	1056	56	150	1159	187	193
				6" x 8"	900x150 1500x150	240	242	1056	70	150	1159	207	213
				6" x 8"	2500x150	240	242	1056	56	150	1159	191	197
R	113	32	36	6" x 10"	150x150 300x150 600x150	240	267	1056	56	150	1159	212	218
				6" x 10"	900x150 1500x150	240	267	1056	70	150	1159	235	240
				6" x 10"	2500x150	276	280	1345	64	150	1366	300	314
T	184	40	46	8" x 10"	150x150 300x150	276	280	1345	64	150	1366	315	329
				8" x 10"	900x150 1500x150	276	280	1345	64	150	1366	315	329



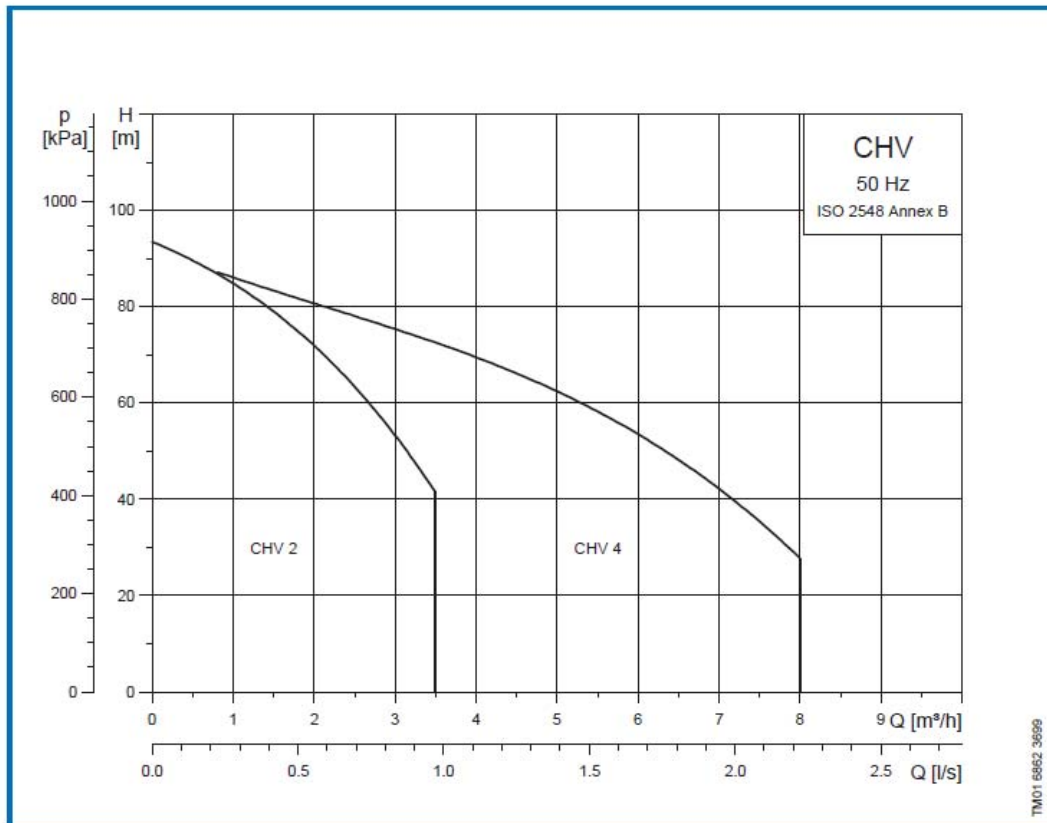
Ejecución con Palanca
Lever Construction



Elevación Válvula
Lift Valve



BOMBA CHV





DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos generales

CHV

Líquidos bombeados

Líquidos ligeros, limpios, no agresivos y no explosivos, sin partículas sólidas o fibras.

Condiciones de funcionamiento

Temperatura del líquido: 0°C a +90°C.
Temperatura ambiente máx: +55°C.

La presión máxima de funcionamiento depende de la temperatura del líquido bombeado, ver la tabla:

Presión máx. de funcionamiento	1,2 MPa (12 bares)	0,6 MPa (6 bares)
CHV 2 CHV 4	0°C a 40°C	41°C a 90°C

Presión mín. de entrada: Según la curva NPSH + un margen de seguridad de 0,5 m.

Presión máx. de entrada: Limitada por la presión máx. de funcionamiento.

Bomba

La bomba CHV es una bomba centrífuga vertical no autocebante, con un cierre mecánico libre de mantenimiento y eje de bomba/motor prolongado.

La bomba tiene la conexión de aspiración en la parte inferior y la conexión de descarga en el extremo superior de la bomba.

Las cámaras, así como todas las piezas móviles en contacto con el líquido bombeado son de un material resistente a la corrosión.

Juntas tóricas FKM como estándar.
Para conexiones de tubería, ver la tabla.

Conexiones	CHV 2	CHV 4
Conexión de aspiración	Rp 1	Rp 1½
Conexión de descarga	Rp 1	Rp 1
Toma de purga, toma de cebado	Rp 3/8	Rp 3/8

Motor

La bomba está acoplada con un motor Grundfos, tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador.

Velocidad nominal: 2900 rpm
Clase de protección: IP 54
Clase de aislamiento: F
Tensiones estándar: 1 x 220 - 240 V,
3 x 220 - 240/380 - 415 V.

Los motores monofásicos incorporan una protección contra sobrecarga térmica.

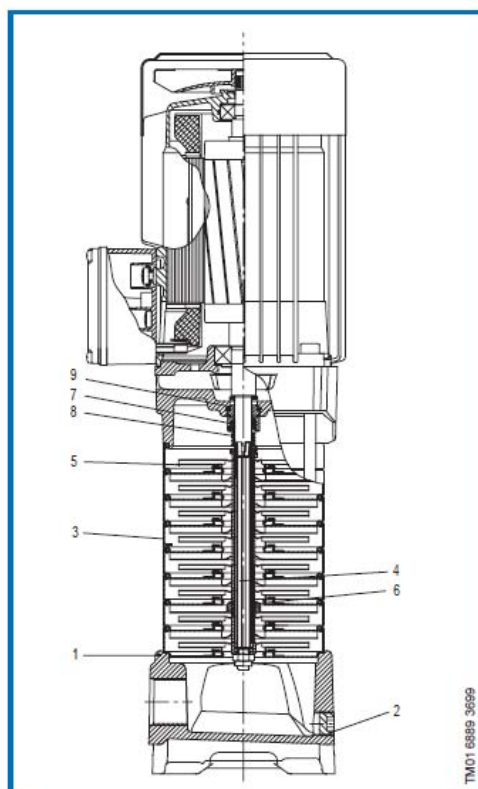
Los motores trifásicos deben conectarse a una protección de motor externa según las normativas locales.

Materiales

Los números se refieren al siguiente plano seccionado.

Pos. no.	Componente de la bomba	Material	DIN W.-Nr.
1	Cámara de aspiración	Fundición	0.6020
2	Tapón de purga, tapón de cebado	Acero	1.0718
3	Cámara	Acero inoxidable	1.4301
4	Eje de la bomba	Acero inoxidable	1.4057
5	Impulsor	Acero inoxidable	1.4301
6	Cojinete	Carburo de tungsteno	1.4401
7	Superficies del cierre	Carbono/cerámica	
8	Muelle	Acero inoxidable	1.4310
9	Cabezal de la bomba	Fundición	0.6020
	Juntas tóricas	FKM	

Plano seccionado



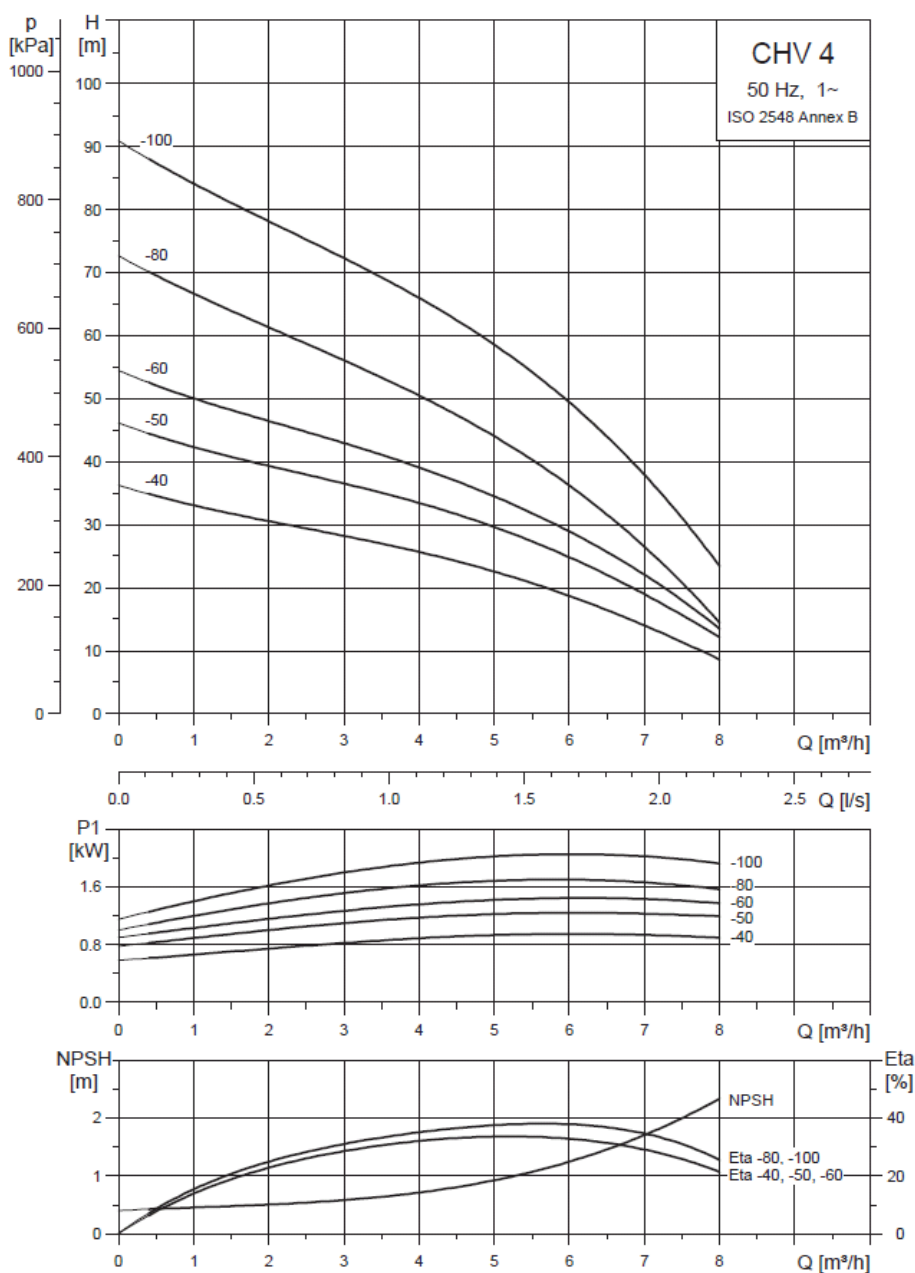


DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos técnicos

CHV 4
1~

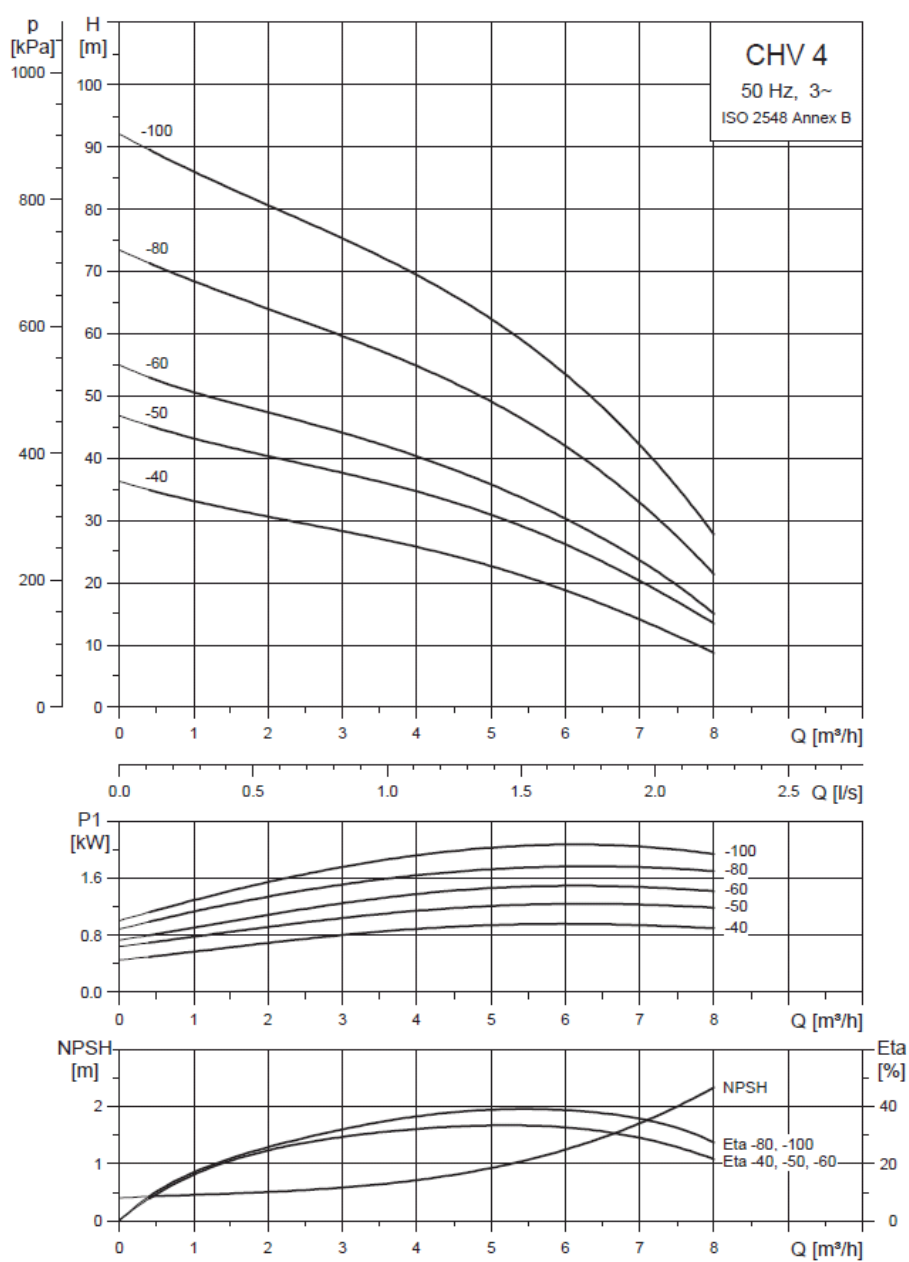


TM01 6850 3599



Datos técnicos

CHV 4
3~



TM01 6951 3599



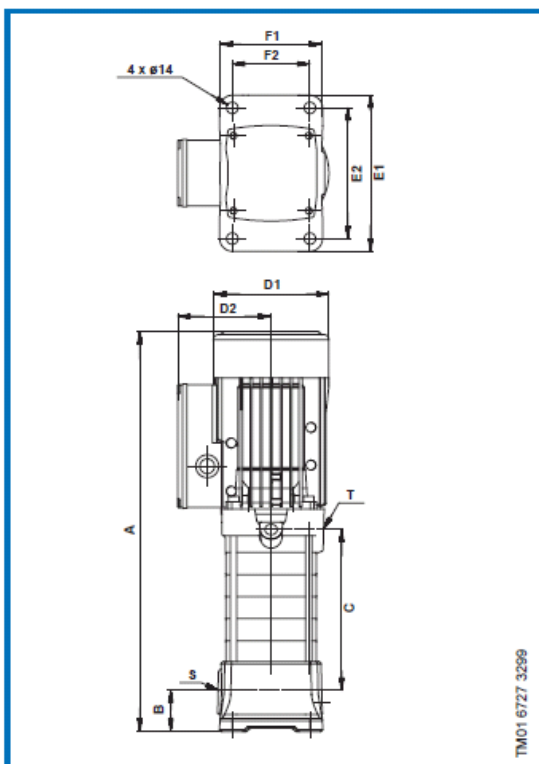
DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos técnicos

CHV

Dimensiones y pesos



Datos eléctricos

CHV 2

Tipo de bomba	P ₁ [W]		I _{1/I} [A]	
	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V
CHV 2-40	600	580	3,0	1,8/1,1
CHV 2-50	700	700	3,4	2,2/1,3
CHV 2-60	870	860	4,1	2,6/1,5
CHV 2-80	1090	1120	4,9	3,5/2,0
CHV 2-100	1300	1270	6,2	4,1/2,4

CHV 4

Tipo de bomba	P ₁ [W]		I _{1/I} [A]	
	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V
CHV 4-40	950	960	4,4	2,9/1,7
CHV 4-50	1240	1240	6,0	4,0/2,3
CHV 4-60	1450	1500	6,9	4,7/2,7
CHV 4-80	1700	1770	8,2	6,2/3,6
CHV 4-100	2050	2070	9,7	6,8/3,9

CHV 2

Tipo de bomba	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D1 [mm]	D2		E1 [mm]	E2 [mm]	F1 [mm]	F2 [mm]	S	T	Peso neto [kg]		Peso bruto [kg]		Volumen [m ³]
					1~	3~							1~	3~	1~	3~	
					[mm]	[mm]											
CHV 2-40	387	50	131	146	114	107	191	160	126	95	Rp 1	Rp 1	12,2	12,0	13,3	13,1	0,0375
CHV 2-50	405		149										12,5	12,3	13,5	13,4	
CHV 2-60	423		167	142	132								13,4	13,3	14,5	14,3	
CHV 2-80	500		204										15,2	14,9	16,3	16,0	
CHV 2-100	537		240										17,2	16,9	18,3	18,0	

CHV 4

Tipo de bomba	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D1 [mm]	D2		E1 [mm]	E2 [mm]	F1 [mm]	F2 [mm]	S	T	Peso neto [kg]		Peso bruto [kg]		Volumen [m³]							
					1~	3~							1~	3~	1~	3~								
					[mm]	[mm]																		
CHV 4-40	423	50	167	146	114	107	191	180	126	95	Rp 1¼	Rp 1	13,1	12,9	14,2	14,0	0,0375							
CHV 4-50	491		194	142	132								16,1	15,8	17,2	16,9								
CHV 4-60	518		221										16,5	16,2	17,6	17,3								
CHV 4-80	641		276	178	139								22,1	21,7	23,3	23,0								
CHV 4-100	695		330										24,5	22,5	25,7	23,7	0,0463							



CALDERA AUXILIAR

VIESSMANN

VITOCROSSAL 200

Caldera de condensación a gas
De 87 a 311 kW

Datos técnicos

Nº de pedido y precios: véase Lista de precios



VITOCROSSAL 200 Modelo CM2

Caldera de condensación a gas para gas natural
Con quemador de radiación modulante Matrix



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos técnicos de la caldera

Datos técnicos

Potencia térmica útil						
$T_1/T_2 = 50/30\text{ °C}$	kW	29-87	38-115	47-142	47-186	82-246
$T_1/T_2 = 80/60\text{ °C}$	kW	27-80	35-105	43-130	43-170	75-225
Carga térmica nominal	kW	27-82	36-108	45-134	44-175	77-232
Nº de distintivo de homologación		CE-0085 BQ 0021				
Temperatura de servicio admisible	°C	95	95	95	95	95
Temperatura de impulsión admisible (= temperatura de seguridad)	°C	110	110	110	110	110
Presión de servicio admisible	bar	4	4	4	4	4
Dimensiones del cuerpo de la caldera						
Longitud g ^{*1}	mm	1380	1380	1380	1440	1440
Anchura d	mm	660	660	660	760	760
Altura (con tomas) p	mm	1180	1180	1180	1275	1275
Dimensiones totales						
Longitud total e	mm	1760	1760	1760	1790	1790
Anchura total c	mm	815	815	815	915	915
Altura total a	mm	1350	1350	1350	1450	1450
Bancada						
Longitud	mm	1250	1250	1250	1250	1250
Anchura	mm	800	800	800	800	800
Altura	mm	100	100	100	100	100
Peso						
- Cuerpo de la caldera	kg	181	185	189	228	243
Peso total						
- Caldera con quemador, aislamiento térmico y regulación de caldera	kg	270	280	285	330	345
Volumen de agua de la caldera	litros	229	225	221	306	292
Conexiones de la caldera						
Impulsión de caldera	PN6 DN	50	50	50	65	65
Retorno de caldera	PN6 DN	50	50	50	65	65
Toma de seguridad (válvula de seguridad)	R	1½	1½	1½	1½	1½
Conexión de vaciado	R	1	1	1	1	1
Desagüe de condensados (sifón)	Ø en mm	20	20	20	20	20
Índices de humos^{*2}						
Temperatura (con una temperatura de retorno de 30 °C)						
- Con la potencia térmica útil	°C	45	45	45	45	45
- Con carga parcial	°C	35	35	35	35	35
Temperatura (con una temperatura de retorno de 60 °C)	°C	75	75	75	75	75
Caudal másico (con gas natural)						
- Con la potencia térmica útil	kg/h	127	166	205	269	356
- Con carga parcial	kg/h	42	55	69	90	119
Presión de impulsión disponible en la toma de salida de humos ^{*3}	Pa	70	70	70	70	70
Conexión de humos	Ø mm	150	150	150	200	200
Rendimiento estacional						
Con una temperatura del sistema de calefacción de 40/30 °C	%	Hasta 97 (H _h)/108 (H _i)				
Con una temperatura del sistema de calefacción de 75/60 °C	%	Hasta 95 (H _h)/106 (H _i)				
Pérdida por disposición de servicio q _{h,70}	%	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4

^{*1}Sin quemador de radiación Matix.

^{*2}Valores de cálculo para el dimensionado del sistema de salida de humos según EN 13384 referidos a un 10 % de CO₂ con gas natural.

Temperaturas de humos indicadas en valores brutos medidos a una temperatura del aire de combustión de 20 °C.

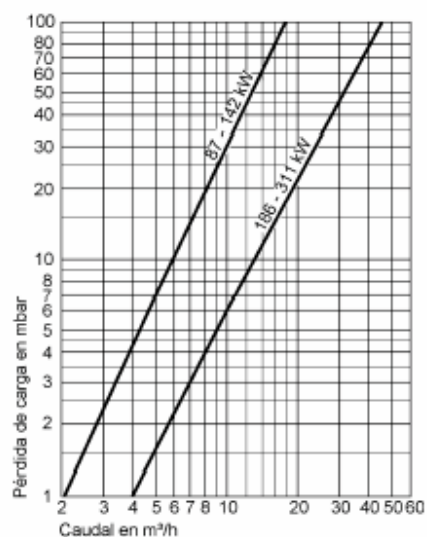
Los datos relativos a la carga parcial se refieren a una potencia del 33 % de la potencia térmica útil. Si varía la carga parcial (según el modo de funcionamiento del quemador), se tiene que calcular el caudal másico de humos correspondiente.

^{*3}Si se utiliza la Vitocrossal 200 con chimeneas resistentes a la humedad, la presión de impulsión no debe superar los 0 Pa.



Datos técnicos de la caldera (continuación)

Pérdida de carga del circuito primario de caldera



La Vitocrossal 200 es apropiada únicamente para calefacciones de agua caliente con bomba.



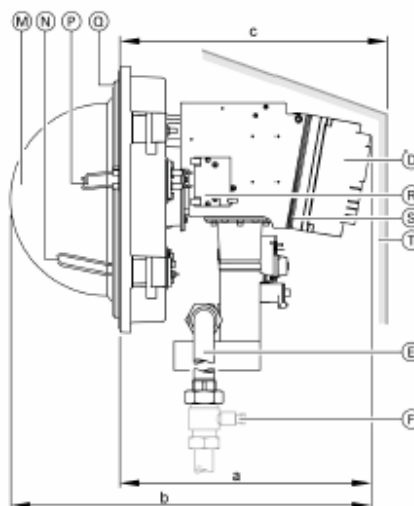
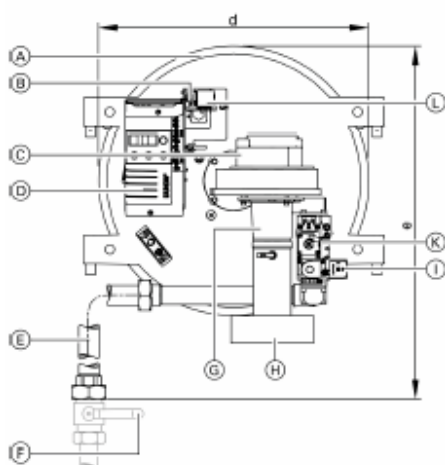
DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Datos técnicos del quemador de radiación MatriX

Datos técnicos

Potencia térmica útil de la caldera	kW	87	115	142	186	246	311
T_f/T_R 50/30 °C							
Potencia térmica del quemador, potencia mínima/máxima**	kW	27/82	36/108	45/134	44/175	77/232	98/293
Modelo de quemador		VMA III-1	VMA III-2	VMA III-3	VMA III-4	VMA III-5	VMA III-6
Nº de distintivo de homologación		Véase la caldera.					
Tensión	V	230	230	230	230	230	230
Frecuencia	Hz	50	50	50	50	50	50
Potencia consumida							
Con la potencia térmica máxima	W	75	140	185	229	330	385
Con la potencia térmica mínima	W	25	40	45	45	50	55
Modelo		Modulante.					
Dimensiones							
Longitud a	mm	450	450	450	450	450	450
Longitud total b	mm	595	595	595	595	595	595
Longitud con cubierta del quemador c	mm	510	510	510	510	510	510
Anchura d	mm	550	550	550	550	550	550
Altura e	mm	480	480	480	480	480	480
Peso	kg	27,5	32	32,5	33	33,5	35,5
Quemador con regulador de gas y cubierta							
Presión de alimentación de gas	mbar	20	20	20	20	20	20
Conexión de gas	R	1	1	1	1	1½	1½
Valores de conexión referidos a la carga máx. con:							
- Gas natural	m³/h	2,8-8,7	3,8-11,5	4,7-14,2	4,6-18,6	8,1-24,6	10,3-31,0
- Gas natural	m³/h	3,3-10,1	4,4-13,3	5,5-16,5	5,4-21,5	9,4-28,6	12,0-36,1



Quemador de radiación MatriX de 87 kW

- (A) Puerta de la caldera
(B) Presostato de aire

- (C) Ventilador
(D) Display y unidad de mando

**Equivale a la carga térmica nominal de la caldera.

VITOCROSSAL 200

VIESSMANN 7



FAN-COILS



Nuevos FAN-COILS de Cassette TECNATHERM



- Silenciosos
- Eficaces
- Para agua fría y caliente

Su baja silueta, de sólo 285 mm., permite empotrarlos en cualquier tipo de falsos techos, en apartamentos, oficinas, hoteles, centros comerciales etc.

Para calefacción y refrigeración con sistema de 2 ó 4 tubos

DISTRIBUIDOR:



TECNA
Tecnología de aislamientos
y climatización, S.L.

C/ Río Miño, 7 - Pol. Ind. "El Nogal"
28110 ALGETE (Madrid)
Telf.: 91 628 20 56 - Fax: 91 628 27 29
E-mail: comercial@tecna.es
Internet: www.tecna.es
Delegación Barcelona:
Telf.: 93 450 05 94 - Fax: 93 433 09 98
Móvil: 659 96 74 04



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

DESCRIPCIÓN DE LOS FAN-COILS “TECNATHERM” TIPO CASSETTE PARA AGUA FRÍA Y CALIENTE.

Los fan-coils “TECNATHERM”, tipo cassette (Serie FCC, fan-coil cassette), han sido diseñados para su instalación en falsos techos de medida standard 600x600 mm. y gracias a su ventilador de alto rendimiento se ha conseguido una altura mínima de sólo 285 mm., una de las siluetas más bajas del mercado.

El perfil de la rejilla es de sólo 16 mm. por lo que se integra perfectamente en el techo sin destacar de modo especial.

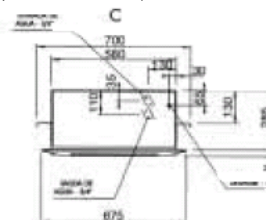
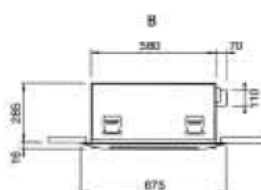
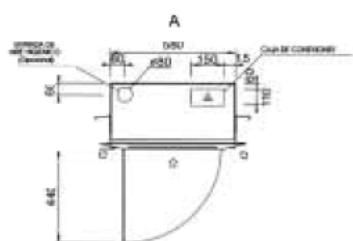
La aspiración se realiza por el centro de la rejilla y dispone de 4 salidas laterales regulables que permiten abriéndolas o cerrándolas a voluntad, obtener una perfecta distribución del aire en el local.

COMPONENTES:

- Batería de intercambio en tubo de cobre y aletas de aluminio, de alta eficacia con variante para instalación a 2 tubos ó 4 tubos.
- Bomba de desagüe incorporada y muy silenciosa, con presión de 85 kPa.
- Motor supersilencioso de rotor exterior, y con protección térmica incorporada, contando además con 3 velocidades.
- Ventilador de alta eficacia fabricado en polipropileno ignífugado, y con diseño estudiado para obtener bajos niveles sonoros.
- Filtro de aire lavable y regenerable (EU3)
- Rejilla central de aspiración abatible con apertura rápida
- Salidas de aire regulables manualmente. Motorización opcional.
- Control de aire a distancia (opcional) con termostato, paro/marcha- frío/calor y 3 velocidades de ventilación.
- Interruptor de seguridad parando el ventilador y la válvula.

CARACTERÍSTICAS, DIMENSIONES Y PRECIOS DE FAN-COILS DE CASSETTE, TIPO FCC ENERO 2002

MODELO	Instalación a 2 tubos			Inst. a 4 tubos
	FCC-750 W	FCC-900 W	FCC-1000 W	FCC-1000 W- 4T
Potencia frigorífica total (Kw)	2,31/2,15/1,96	4,52/3,97/3,22	5,67/4,81/4,08	3,9/3,3/2,8
Potencia frigorífica sensible (Kw)	1,93/1,71/1,53	3,81/2,89/2,32	4,27/3,37/2,31	2,94/2,32/1,7
Potencia calorífica, con agua 70°/60°C (Kw)	4,72/4,48/4,12	8,66/7,55/6,33	11,63/9,31/7,85	5,3/4,7/3,94
Potencia calorífica, con agua 45°/40°C (Kw)	2,34/2,24/2,02	4,42/3,74/3,21	5,70/4,62/3,90	2,7/2,35/1,95
Resistencia eléctrica (opcional) (vatios)	1.300	2.000	2.350	No
Caudal de agua fría (l/h)	400/375/338	700/650/557	950/825/702	670/570/482
Caudal de agua caliente (l/h)	415/398/360	749/664/557	1013/820/691	460/404/340
Pérdida de carga (kPa), en frío	54/47/37	41/35/29	33/26/19	35/27/21
Caudal de aire (m³/h) Vel. Alta/Media/Baja	700/650/550	900/750/580	1000/750/600	1000/750/600
Alcance del aire (m)(con 4/3/2 rejillas abiertas)	3,9/4,4/4,9	4,7/5,2/5,7	5,1/5,6/6,1	5,1/5,6/6,1
Consumo motor (w), en alta velocidad	70	80	110	110
Nivel de presión sonora dB(A)	38/33/26	41/36/34	42/37/34	42/37/34
Dimensiones (Ancho x Largo x Alto) mm.	580x580x285	580x580x285	580x580x285	580x580x285
Dimensiones Rejilla (Ancho x Largo x Alto) mm.	675x675x16	675x675x16	675x675x16	675x675x16
Peso Neto (Kgs)	26,5	27,2	29,4	30,2
Alimentación eléctrica	230 V/1/50 Hz.	230 V/1/50 Hz.	230 V/1/50 Hz.	230 V/1/50 Hz.
Conexiones agua (entrada/salida/drenaje)	3/4"/3/4"/1/4"	3/4"/3/4"/1/4"	3/4"/3/4"/1/4"	3/4"/3/4"/1/4"
Precio Euros	836,00	875,00	900,00	995,00



ACCESORIOS OPCIONALES

Termostatos de mando y control a distancia Electrónico 3 velocidades, Paro/Marcha,

para instalación a 2 tubos

Id. para instalaciones a 2 tubos con resistencias, o 4 tubos (Frío/Calor)

Kit de válvulas instalado, para Cassette a 2 tubos

Kit de válvulas instalado, para Cassette a 4 tubos

Codo para toma de aire exterior

Resistencia eléctrica opcional instalada 1300 vatios

2000 vatios

2300 vatios

Precio accesorios €

75,00

87,00

185,00

295,00


18,00

82,00

110,00

122,00

NOTA: Los datos están expresados en las siguientes condiciones: Agua fría 7°/12°C, aire a 27°C, 50% H.R. Invierno, temperatura de entrada del aire: 20°C.

	<p>DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN DE UNA URBANIZACIÓN DE 28 VIVIENDAS UNIFAMILIARES</p>	<p>Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos</p>
---	---	--